

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

Ю. Г. Назмеев
В. М. Лавыгин

ТЕПЛО- ОБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ТЭС

*Рекомендовано Министерством общего
и профессионального образования Российской
Федерации в качестве учебного пособия
для студентов высших учебных заведений,
обучающихся по направлению
"Теплоэнергетика"*



МОСКВА ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ 1998

621.184.5 (1988)

- 10

Теплообменные аппараты
тепловых электрических станций
и их роль в энергетике
оборудования и их роль
в энергетике

УДК 621.184.64

ББК 31.37-5

Н19

Рецензенты: А.В. Фафурин,
кафедра Промышленных теплоэнергетических
систем Московского энергетического институ-
та (технического университета)

Назмеев Ю.Г., Лавыгин В.М.

Н19 Теплообменные аппараты ТЭС. Учеб. пособие для ВУЗов.
— М.: Энергоатомиздат, 1988. — 288 с.: 117 ил.

ISBN 5-283-00283-7

Описаны конструкции и характеристики основного теплообменного оборудования тепловых электрических станций. Рассмотрены принципиальные, типовые и конкретные схемы включения основных теплообменных аппаратов в технологическую компоновку оборудования современных ТЭС. Приведены рекомендации по расчету и выбору теплообменных аппаратов ТЭС. Пересмотрены вопросы интенсификации теплообменных процессов.

Для студентов энергетических вузов и специальностей, а также инженерно-технических работников электростанций.

ISBN 5-283-00283-7

© Авторы, 1998



ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	4
Глава 1. Регенеративные подогреватели	5
1.1. Типы регенеративных подогревателей	5
1.2. Конструктивные схемы подогревателей низкого давления поверхностного типа	6
1.3. Конструктивные схемы подогревателей низкого давления смешивающего типа	15
1.4. Подогреватели высокого давления	20
1.5. Тепловой расчет регенеративных подогревателей	26
1.6. Определение основных геометрических характеристик поверхностных регенеративных подогревателей	33
1.7. Гидравлический расчет поверхностных регенеративных подогревателей	34
1.8. Расчет регенеративных подогревателей смешивающего типа	35
1.9. Пример теплового расчета подогревателя высокого давления	38
1.10. Пример теплового расчета подогревателя низкого давления	43
1.11. Пример теплового и гидравлического расчета подогревателя смешивающего типа	45
Глава 2. Деаэраторы	50
2.1. Основы процесса термической деаэрации	50
2.2. Типы деаэраторов и их конструкции	52
2.3. Расчет и конструирование деаэрационных колонок	59
Глава 3. Сетевые подогреватели	71
3.1. Назначение и схемы включения	71
3.2. Конструкция сетевых подогревателей	74
3.3. Тепловой расчет сетевых подогревателей	78
Глава 4. Испарительные установки	82
4.1. Типы испарителей и их конструкции	82
4.2. Схема включения испарителей	86
4.3. Включение испарительных установок в тепловую схему ТЭЦ	91
4.4. Расчет испарителей	94
4.5. Расчет устройств для очистки пара и качества испарителей	100
Глава 5. Охладители масла	110
5.1. Назначение, классификация и характеристики маслоохладителей паротурбинных установок	110
5.2. Принципиальные схемы включения охладителей масла в системы маслоснабжения стационарных паротурбинных установок	136
5.3. Тепловой расчет маслоохладителей	147
5.4. Алгоритм и примеры поверочных расчетов маслоохладителей	159
Глава 6. Подогреватели мазута	182
6.1. Назначение, классификация и характеристики мазутоподогревателей тепловых электрических станций	182
6.2. Схемы включения подогревателей мазута в системы подготовки жидкого топлива на тепловых электрических станциях	195
6.3. Тепловой расчет подогревателей мазута	207
6.4. Алгоритм и примеры поверочных расчетов подогревателей мазута	217
Глава 7. Повышение эффективности теплообменных аппаратов ТЭС	245
7.1. Значение интенсификации теплообмена	245
7.2. Физические основы и понятия интенсификации теплообмена	247
7.3. Методы оценок эффективности способов интенсификации теплообмена	251
7.4. Методы повышения эффективности теплообменных аппаратов ТЭС	259
Список литературы	285

ПРЕДИСЛОВИЕ

В предлагаемом вниманию читателей учебном пособии "Теплообменные аппараты ТЭС" излагаются теория и расчет основных тепловых процессов, происходящих в теплообменном оборудовании ТЭС, рассматриваются конструкции выпускаемого серийно в настоящее время теплообменного оборудования, методы интенсификации теплообменных процессов.

Каждый тип теплообменного оборудования приводится в отдельной главе и снабжен конкретными примерами расчета. Поскольку книга посвящена описанию конструкций и схем включения в технологическую схему ТЭС серийно выпускаемого промышленностью нашей страны оборудования, то авторы ограничились, в основном, методикой и примерами поверочных расчетов. Это позволит студентам и специалистам тепловых электрических станций производить необходимые в практике, расчеты, подбор теплообменного оборудования и компоновку схем.

Последняя глава книги посвящена общим вопросам и рекомендациям в области интенсификации процессов конвективного теплообмена. В нее вошли те достижения и результаты научных школ, которые могут сегодня считаться апробированными и заслуживающими рекомендаций для дальнейшего внедрения.

Авторы ставили перед собой цель создать учебное пособие, в котором впервые, следуя технологической схеме ТЭС, будут обобщены описание основного теплообменного оборудования ТЭС, его характеристики и принципы работы, схем включения в общую компоновку, а также методы и примеры расчетов этого оборудования.

Авторы стремились учесть все современные требования, предъявленные к теплообменному оборудованию ТЭС, а также условия их эксплуатации в связи с выводом значительной части мощности основного оборудования из эксплуатации, повышением экономичности, надежности и срока службы оборудования ТЭС.

Гл. 1–4 написаны В.М. Лавыгиным, гл. 5–7 – Ю.Г. Назмеевым. Авторы выражают глубокую благодарность рецензентам книги: доктору техн. наук, проф., заслуженному деятелю науки и техники Республики Татарстан, зав. кафедрой Казанского государственного технологического университета А.В. Фафурину и коллективу кафедры Промышленных энергетических систем (зав. кафедрой доктор техн. наук, проф. В.В. Галактионов) Московского энергетического института (технического университета) за ценные замечания, которые учтены при подготовке рукописи.

Особая признательность руководству ПЭО "Татэнерго" – генеральному директору Р.М. Хазиахметову, главному инж. Ю.В. Щелокову и зам. главного инж. А.В. Чадаеву за поддержку издания этой книги и научных разработок.

Замечания и отзывы просьба направлять по адресу: 113114, Москва, Шлюзовая наб., 10, Энергоатомиздат.

Авторы

РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ

1.1. Типы регенеративных подогревателей

Подогрев питательной воды и конденсата паром из отборов турбины осуществляется в регенеративных подогревателях. Эффективность регенеративного подогрева зависит от правильного выбора параметров пара регенеративных отборов, числа регенеративных подогревателей, их схемы включения и типа. По месту включения в тепловую схему турбоустановки разделяются на регенеративные подогреватели высокого и низкого давления.

Подогреватели высокого давления (ПВД) располагаются между котлом и питательным насосом, используют теплоту пара, отбираемого из области высокого и среднего давления турбины. Давление питательной воды в них определяется напором, развиваемым питательным насосом. Высокое давление воды в ПВД предъявляет серьезные требования к их конструкции и прочностным свойствам применяемых материалов.

Для более полного использования теплоты подводящего пара предусматриваются специальные поверхности нагрева для охлаждения пара до параметров, близких к состоянию насыщения (охладители перегрева), и для охлаждения конденсата пара (охладители конденсата).

Подогреватели низкого давления (ПНД) располагаются между конденсатором турбины и питательным насосом. Движение воды в них происходит под давлением конденсатного насоса.

К регенеративным подогревателям электростанций предъявляются высокие требования по надежности и обеспечению заданных параметров подогрева воды – они должны быть герметичны и иметь возможность доступа к отдельным их узлам и очистки поверхностей нагрева от отложений. Для предотвращения вскипания нагреваемой среды и гидравлических ударов в поверхностях нагрева давление греющего пара должно быть ниже давления воды.

Конструкция подогревателей должна компенсировать температурные изменения всех элементов и создавать максимальную скорость их прогрева. Должны быть обеспечены также возможность дренирования всех полостей подогревателя и условия максимального использования теплоты греющего пара.

По принципу организации использования теплоты регенеративные подогреватели делятся на поверхностные и смешивающие (контактные). Последние используются на электростанциях только в качестве подогревателей низкого давления.

Подогреватели смешивающего типа позволяют более полно использовать теплоту греющего пара, что повышает тепловую экономичность турбоустановки. Однако применение такого типа подогревателей вносит ряд существенных усложнений в систему регенеративного подогрева пи-

тательной воды (увеличивается число насосов для перекачки конденсата, повышаются требования к защите от заброса воды в проточную часть турбины, усложняется компоновка подогревателей). Эти обстоятельства сдерживают широкое распространение регенеративных подогревателей смешивающего типа. В настоящее время они применяются в турбоустановках большой мощности, где повышение эффективности использования теплоты отборного пара особенно существенно. Эти подогреватели устанавливаются для использования теплоты последних отборов. В этом случае за счет применения вертикальной компоновки удается избежать установки дополнительных насосов, при всех режимах работы турбоустановки слив конденсата из одного подогревателя в другой происходит самотеком.

Заводы-изготовители в соответствии с требованиями ОСТ 108.271.17-76 используют для маркировки регенеративных подогревателей буквенные и цифровые обозначения: ПН-400-26-7-I; ПН-800-29-7-IA; ПНС-800-1,0-2 или ПВ-1600-380, где первые буквы обозначают место подогревателя и его тип (низкого давления – ПН, низкого давления смешивающего типа – ПНС, высокого давления – ПВ), первое число – площадь поверхности теплообмена, м^2 , второе и третье число – давление нагреваемой среды и греющего пара соответственно, последняя, римская цифра указывает модификацию, а буква А – применимость для атомных электростанций.

1.2. Конструктивные схемы подогревателей низкого давления поверхностного типа

Конструктивная схема подогревателя должна обеспечить наиболее полное использование теплоты греющего пара, который может быть перегретым или насыщенным. В зависимости от этого можно выделить две или три зоны передачи теплоты. При охлаждении перегретого пара в подогревателе можно выделить участок поверхности, где температура стенки выше температуры насыщения греющего пара – охладитель перегрева (ОП). Конструктивно охладитель перегрева может располагаться как внутри подогревателя, так и выделяться в отдельный теплообменник. Основное количество теплоты греющего пара передается в зоне конденсации – собственно подогреватель (СП). В ряде случаев для более полного использования теплоты выделяется зона охлаждения конденсата греющего пара – охладитель конденсата (ОК), который может находиться в одном корпусе с поверхностью зоны конденсации или выделяться в отдельный теплообменник. Во всех регенеративных подогревателях поверхностного типа применяются гладкие трубы из латуни или нержавеющей стали. Движение нагреваемой воды происходит внутри труб, а греющего пара – в межтрубном пространстве.

На рис. 1.1 показана конструкция подогревателя ПН-400-26-2-IV, работающего в системе регенерации блока К-300-240.

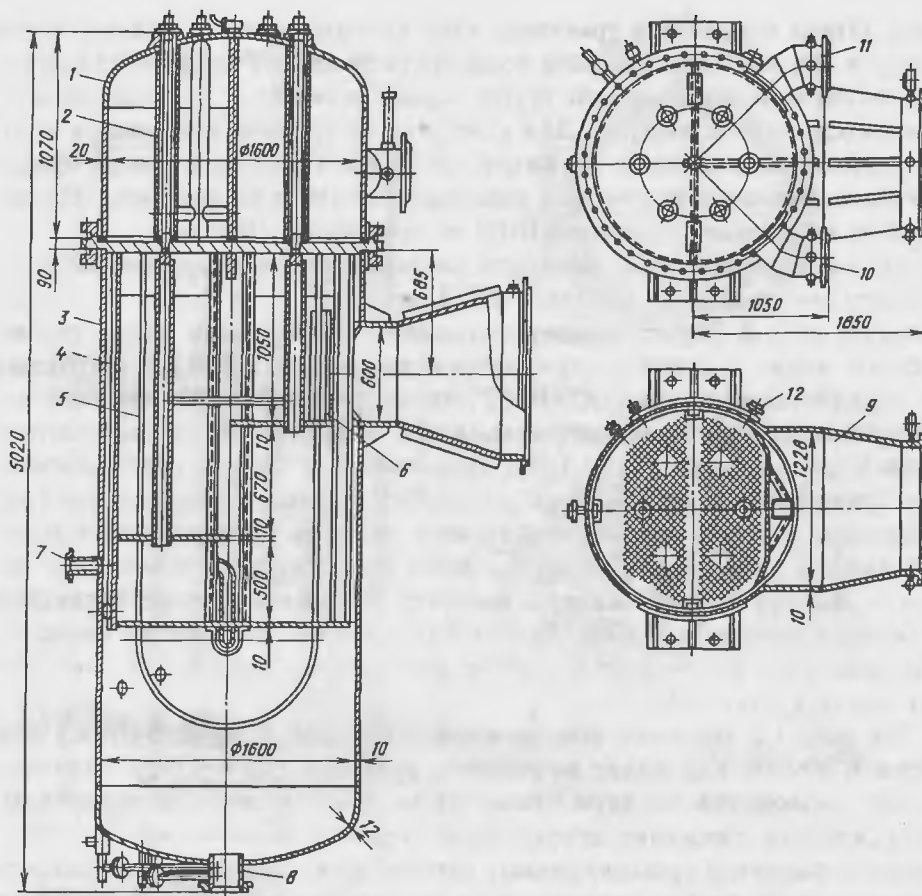


Рис. 1.1. Подогреватель низкого давления ПН-400-26-2-IV:

1 – водяная камера; 2 – анкерная связь; 3 – корпус; 4 – каркас трубной системы; 5 – трубки; 6 – отбойный щиток; 7 – патрубок отсоса паровоздушной смеси; 8 – патрубок отвода конденсата греющего пара; 9 – вход пара; 10, 11 – патрубки подвода и отвода питательной воды; 12 – подвод паровоздушной смеси из вышестоящего подогревателя

Поверхность нагрева этого подогревателя включает 1452 U-образные трубки, концы которых закреплены в трубной доске, установленной между фланцами водяной камеры и корпуса. Внутри водяной камеры размещены анкерные болты для укрепления трубной доски и передачи части массы трубной системы на крышку корпуса. Там же устанавливаются перегородки для разделения потока воды на несколько ходов (рассматриваемый подогреватель имеет четыре хода воды).

Подвод греющего пара осуществляется через паровой патрубок, против которого установлен отбойный щит, связанный с каркасом трубного пучка. Для улучшения условий передачи теплоты в корпусе установлены перегородки, обеспечивающие трехходовое поперечное движение

пара. Отвод конденсата греющего пара производится из нижней части корпуса. Из зоны над уровнем конденсата греющего пара через перфорированную полукольцевую трубу осуществляется отвод неконденсирующихся газов и воздуха. Для контроля за уровнем конденсата и его регулирования в корпусе в нижней части его имеются штуцера присоединения водомерного стекла и импульсных трубок регулятора. Обычно уровень конденсата в корпусе ПНД не превышает 1000 мм.

Для блоков большой мощности на закритические параметры пара применение латунных трубок в ПНД приводит к попаданию в питательную воду и последующему отложению в проточной части турбин оксидов меди. В связи с этим начали выпускаться ПНД с трубками из нержавеющей стали (1X18H10T) диаметром 16x1 мм. Основные узлы этих подогревателей унифицированы. В отличие от рассмотренных выше трубная доска таких ПНД вваривается в корпус ниже разъема присоединения водяной камеры. Патрубки подвода и отвода воды присоединены к корпусу ниже фланцевого разъема присоединения водяной камеры, что существенно улучшает удобства обслуживания и ремонта. Внутри водяной камеры имеются специальные устройства для установки анкерных связей. Трубный пучок в подогревателях имеет П-образные гибы и выполнен из двух симметричных частей для уменьшения полных длин труб.

На рис. 1.2 показана конструкция ПНД (ПН-1500-32-6-Шнж) для блока К-80-240. Как видно из рисунка, греющий пар в корпус подогревателя подводится по двум симметрично расположенным патрубкам. Направленное движение потока пара через трубный пучок обеспечивается установкой промежуточных перегородок. Для сбора стекающего по поверхности трубок конденсата на концах этих перегородок имеются бортики, а отвод его осуществляется по трубам каркаса трубного пучка. С этой целью в трубах каркаса имеются специальные окна на уровне прохода их через промежуточные перегородки. Отвод конденсата греющего пара осуществляется через патрубок, расположенный в нижней части корпуса. Для отвода воздуха из подогревателя над уровнем конденсата установлена кольцевая перфорированная труба. Чтобы исключить возможность отвода вместе с воздухом пара, над трубой отвода воздуха установлен кольцевой гидрозатвор, заполненный конденсатом.

На рис. 1.3 показана конструкция еще более крупного подогревателя ПН-2300-25-7-IV, который использован в регенеративной системе блока К-1200-240.

В конструкции этого подогревателя использованы все технические достижения, примененные в ранее выпускаемых подогревателях, и сделан ряд дополнений. Так, на входе пара в трубный пучок организована парораспределительная камера, которая позволяет равномерно распределить пар по высоте поверхности нагрева. Движение пара происходит десятью параллельными потоками. Это позволяет снизить потери давления пара, уменьшить длину свободных пролетов труб и повысить

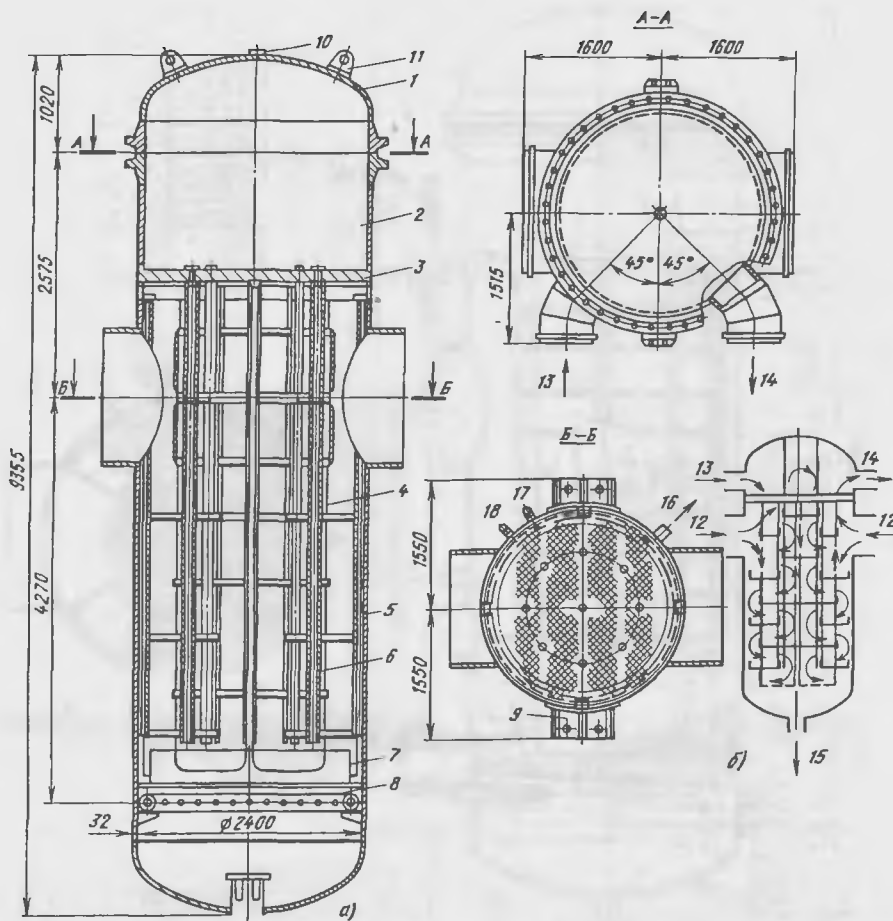


Рис. 1.2. Подогреватель низкого давления ПН-1500-32-6-IIIж:

а – общий вид; б – схема движения воды и пара; 1 – крышка водяной камеры; 2 – отсеки водяной камеры; 3 – сварная трубная доска; 4 – трубная система; 5 – корпус; 6 – трубы каркаса трубной системы; 7 – гидрозатвор; 8 – кольцевое воздухоотсасывающее устройство; 9 – опорные лапы; 10 – воздушник; 11 – рымы транспортировочные; 12 – вход греющего пара; 13, 14 – вход и выход основного конденсата; 15 – выход конденсата греющего пара; 16 – отвод воздуха; 17 – указатель уровня; 18 – коллектор для присоединения импульса регулятора уровня

их вибрационную надежность. Для повышения эффективности отвода воздуха и неконденсирующихся газов в нижней части подогревателя установлены гидрозатвор и смешивающий воздухоохладитель.

Подогреватели низкого давления, использующие пар высокого потенциала (перегретый), оснащаются охладителем перегрева и охладителем конденсата. Пароохладитель выполняется в виде отдельного пучка труб, смонтированного в специальном кожухе, и размещается в центральной или боковой части подогревателя (последнее более целесо-

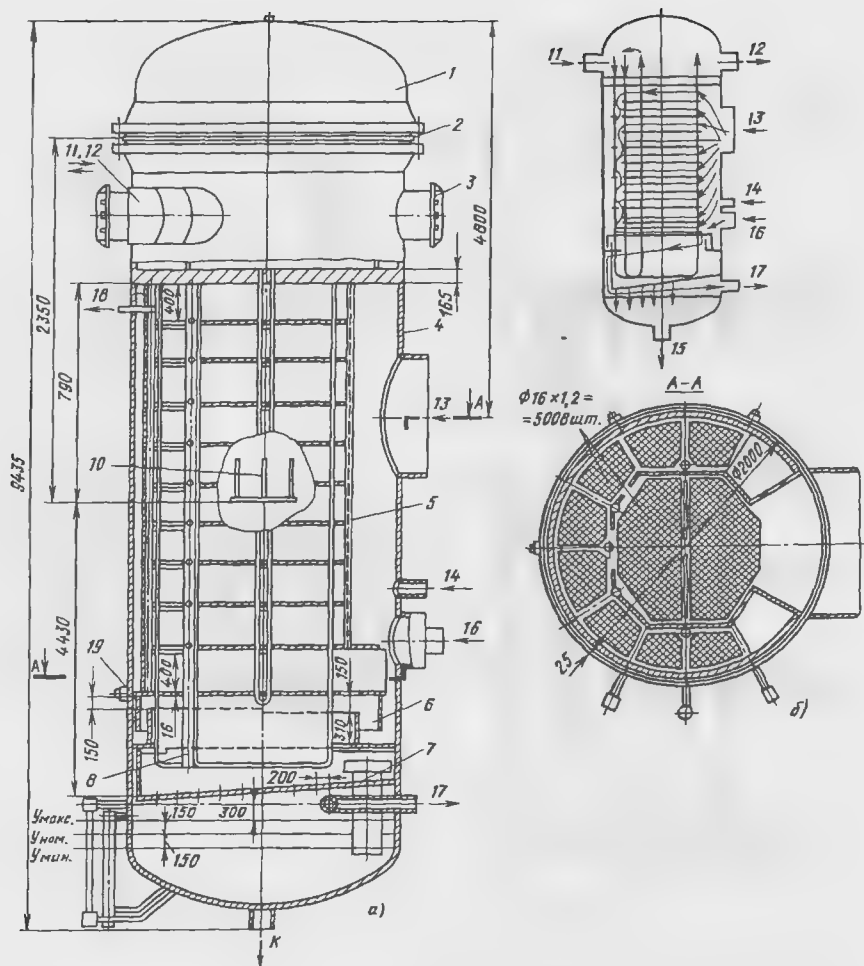


Рис. 1.3. Подогреватель низкого давления ПН-2300-25-7-IV:

а – общий вид; б – схема движения воды и пара; 1 – водяная камера; 2 – мембранное уплотнение фланцевого разъема; 3 – рамы транспортировочные; 4 – корпус; 5 – трубная система; 6 – гидрозатвор; 7 – лоток (поддон); 8 – трубы каркаса трубной системы; 9 – отжимной болт; 10 – опоры; 11,12 – вход и выход основного конденсата; 13 – подвод пара; 14 – подвод паровоздушной смеси; 15 – отвод конденсата греющего пара; 16 – подвод конденсата из подогревателя с более высоким давлением; 17,18 – отвод паровоздушной смеси; $U_{\text{макс}}$, $U_{\text{мин}}$, $U_{\text{ном}}$ – максимальный, минимальный и номинальный уровни конденсата греющего пара

образно, так как существенно облегчает проведение осмотров и ремонтных работ).

Греющий пар (рис. 1.4) подводится в нижнюю часть пароохладителя, омывает трубы и через окна в верхней части кожуха поступает в зону конденсации. Устранение протечек пара из пароохладителя достигается устройством кольцевого гидрозатвора в нижней части трубного пучка подогревателя.

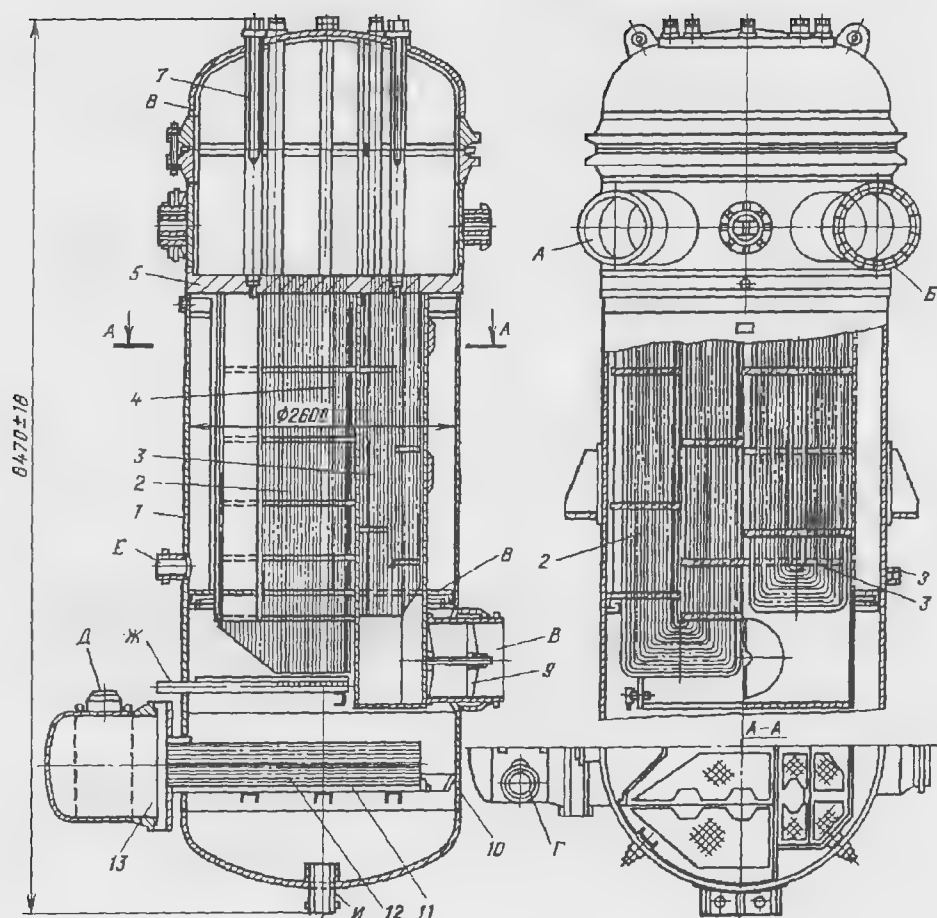


Рис. 1.4. Подогреватель низкого давления блока К-800-240:

1 – корпус; 2 – трубный пучок собственно подогревателя; 3 – трубный пучок охладителя пара; 4 – кожух охладителя пара; 5 – трубная доска; 6 – крышка; 7 – анкерная связь; 8 – гидрозатвор; 9 – паровпускное устройство; 10 – поддон; 11 – кожух охладителя конденсата; 12 – трубный пучок охладителя конденсата; 13 – водораспределительная камера охладителя дренажа; А – патрубок для подвода основного конденсата к собственно подогревателю; Б – то же для отвода основного конденсата из собственно подогревателя; В – то же для подвода греющего пара к пароохладителю; Г, Д – то же для подвода и отвода основного конденсата к охладителю дренажа; Е – то же для подвода конденсата греющего пара из подогревателя более высокого давления; Ж – то же для отсоса паровоздушной смеси; З – то же для подвода паровоздушной смеси из подогревателя более высокого давления; И – то же для отвода конденсата греющего пара

Охладитель конденсата представляет собой пучок U-образных труб, заключенных в кожух, размещается он в нижней части подогревателя в специальном поддоне и перекрывает все сечение корпуса. Трубы охладителя присоединены к трубной доске, расположенной между фланцами корпуса и водяной камеры. Конденсат греющего пара поступает в межтрубное пространство охладителя через окно в кожухе и отводится через отверстие в поддоне, совмещенное с отверстием в нижней части кожуха, в корпус подогревателя. Уровень конденсата в таких подогревателях поддерживается на уровне верхней образующей кожуха охладителя конденсата.

Для крупных турбоустановок НПО ЦКТИ совместно с ПО "Красный котельщик" разработаны специальные подогреватели низкого давления. На рис. 1.5 показана конструкция подогревателя ПН-1800-42-4-1А.

Поверхность нагрева состоит из вертикальных стальных трубок с $d = 16 \times 1$ мм, концы которых развальцованы в трубных досках с приваркой. Трубный пучок заключен в кожух с окном по всей высоте со стороны входа пара. Поток пара проходит перпендикулярно трубному пучку по восьми каналам, образованным перегородками, которые одновременно исключают вибрацию трубок. Нижняя трубная доска приварена к корпусу подогревателя, а нижняя водяная камера прикреплена с помощью фланца и шпилек к фланцу корпуса. Верхняя водяная камера соединена с трубной доской фланцевым соединением и может перемещаться вместе с трубным пучком, воспринимая термические напряжения. Плотность разъема между водяной камерой и трубной доской обеспечивается установкой мембранного уплотнения.

Питательная вода поступает в подогреватель через патрубок в нижней водяной камере. Перегородка в камере обеспечивает двухходовое движение воды. При проходе пара между трубками происходит его конденсация. Конденсат пара собирается на промежуточных перегородках, которые имеют вырезы.

Под вырезами в перегородке установлены лотки с перфорированными днищами. Конденсат пара переохлаждается при движении по перегородке и, соприкасаясь с трубками, по которым осуществляется первый ход воды, в виде струй стекает через отверстия в днище лотка. Контакт пара с переохлажденным конденсатом приводит к интенсивному выделению воздуха и неконденсирующихся газов, которые отводятся в вертикальную перфорированную трубу и выводятся из подогревателя.

Для уменьшения поверхности, затапливаемой конденсатом, отвод его осуществляется из объема корпуса ниже нижней трубной доски. В подогревателях с большой поверхностью отвод воздуха и неконденсирующихся газов может производиться из центральной части пучка при организации слива конденсата в центре промежуточных перегородок. Основным недостатком подогревателей низкого давления поверхностного типа являются высокие значения недогрева воды до температуры

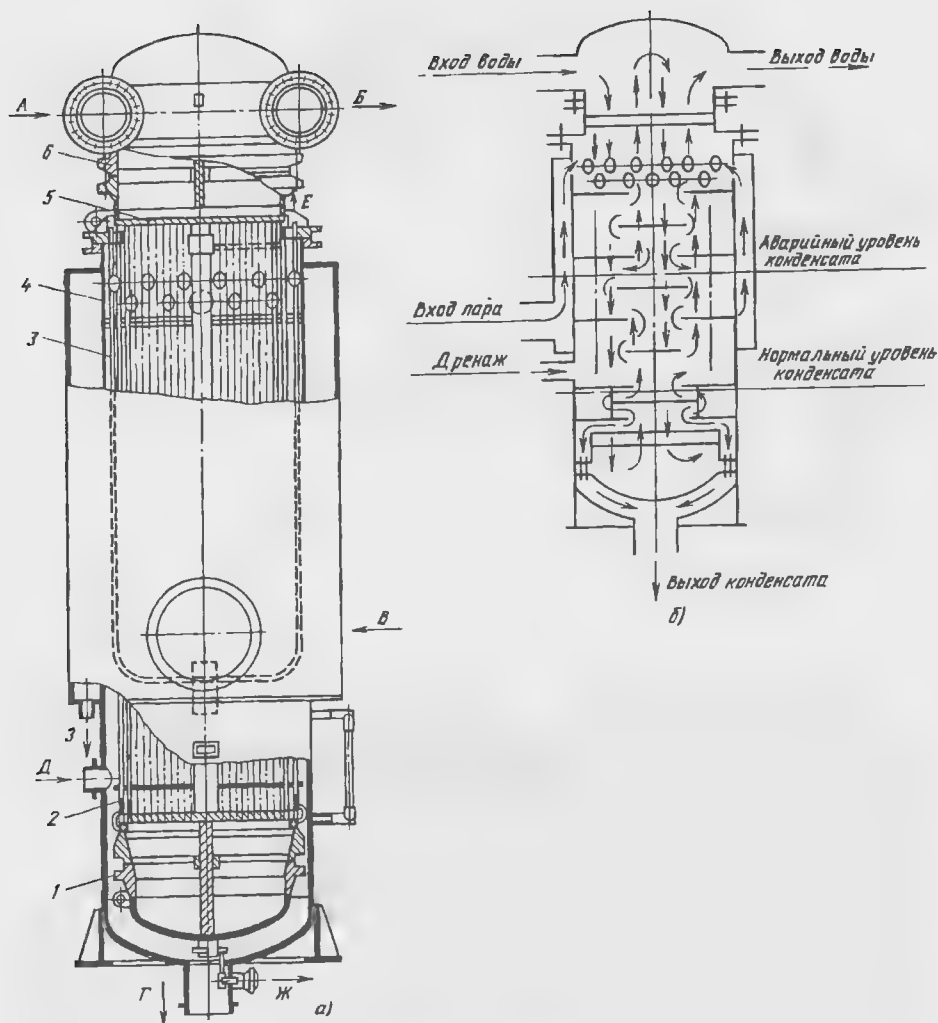


Рис. 1.5. Подогреватель низкого давления ПН-1800-42-4-I-A:

а - общий вид; б - схема движения пара и воды; А - вход нагреваемого конденсата; Б - выход нагреваемого конденсата; В - вход греющего пара; Г - отвод конденсата греющего пара; Д - вход конденсата греющего пара из подогревателя более высокого давления; Е - отсос паровоздушной смеси; Ж - опорожнение трубной системы; 3 - отвод конденсата из паровой камеры; 1 - нижняя водяная камера; 2 - перегородки трубной системы; 3 - трубки; 4 - корпус; 5 - трубная доска; 6 - верхняя водяная камера

насыщения греющего пара. Особенно велик недогрев у подогревателей, работающих при давлении ниже атмосферного. Так, для большинства конденсационных блоков этот показатель составляет $8-10^{\circ}\text{C}$, что существенно превышает расчетные значения. Потери экономичности блока К-300-240 от недогрева питательной воды в вакуумных подогревателях

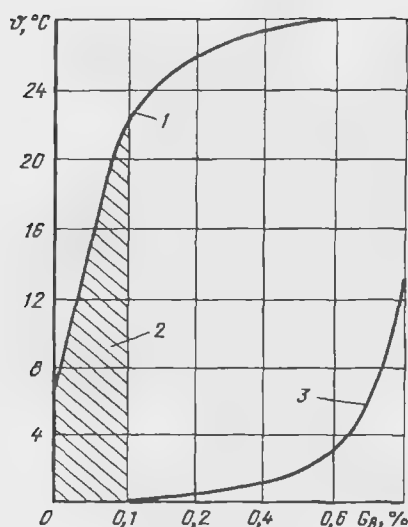


Рис. 1.6. Зависимость недогрева от содержания воздуха в подогревателе:

1 — поверхностный подогреватель; 2 — зона фактической работы; 3 — смешивающий подогреватель

по данным испытаний составляют 0,2–0,3 %, что равносильно ежегодному перерасходу 2–3 тыс. т условного топлива на каждом блоке.

Основной причиной высокого недогрева является наличие воздуха в греющем паре, который проникает в подогреватель через неплотности. Влияние примеси воздуха на недогрев воды показано на рис. 1.6, где приведены данные тепловых испытаний ПНД блоков К-300-240 [1]. Из приведенных данных видно, что при содержании воздуха в паре 0,2–0,3% поверхностный подогреватель практически перестает работать.

Важной причиной высокого недогрева в ПНД является их высокое гидравлическое сопротивление при проходе пара и связанная этим потеря его давления. Так, для подогревателей типа ПН-400-26-2-IV блоков К-300-240 потери давления пара за счет гидравлического сопротивления трубного пучка достигали (по данным испытаний [1]) — 0,007–0,008 МПа, что соответствует снижению температуры насыщения греющего пара примерно на 10°C .

Как отмечалось, система регенерации низкого давления с подогревателями поверхностного типа (особенно ПНД, работающие при давлении ниже атмосферного) является одним из основных источников поступления оксидов меди и железа в паровой тракт блока, что является результатом коррозии и эрозии труб.

Эти недостатки могут быть устранены при применении комбинированной схемы регенерации, когда подогреватели низкого давления, работающие при давлении выше атмосферного, выполняются поверхностного типа, а подогреватели с давлением греющего пара ниже атмосферного — смешивающего типа.

1.3. Конструктивные схемы подогревателей низкого давления смешивающего типа

В настоящее время созданы подогреватели смешивающего типа, которые используются в регенеративных системах крупных энергоблоков (мощностью 300, 500 и 800 МВт).

Основное условие эффективной работы подогревателей смешивающего типа - обеспечение равномерного распределения в аппарате взаимодействующих фаз (пара и воды). При этом необходимо обеспечить как можно большую поверхность их соприкосновения. Увеличение поверхности воды можно достигнуть путем дробления ее на капли или тонкие струи. Дробление воды производится с помощью перфорированных тарелок, различных разбрызгивающих сопел или насадок. Дробление воды может осуществляться также потоком пара.

Рассмотрим конструкции подогревателей смешивающего типа, использованных в системе регенерации энергоблока К-300-240.

На рис. 1.7 показана схема установки смешивающего типа. Подогреватели устанавливаются последовательно один над другим (гравитационная схема), что исключает необходимость применения дополнительных насосов для перекачивания конденсата греющего пара из *П1* в *П2*. В то же время такое включение подогревателей требует обдуманного выбора высоты их установки, так как при всех режимах работы необходимо обеспечивать достаточный напор для конденсатных насосов и возможность слива конденсата из верхнего подогревателя в нижний. Целесообразно водяную камеру нижнего подогревателя выполнять безнапорной со свободным уровнем конденсата, все подводящие и отводящие трубопроводы верхнего подогревателя располагать в нижней части его корпуса, а у нижнего присоединять к верхней части его корпуса. Это позволяет уменьшить длину трубопроводов и упростить компоновку подогревателей.

Разность высот между подогревателями должна выбираться по максимально возможной разности давлений в них с учетом гидравлического сопротивления трубопроводов слива и некоторого запаса высоты.

Для энергоблока К-300-240 разница высот 8,5–9 м вполне обеспечивает нормальную работу подогревателей для большинства режимов. Для некоторых режимов работы блока за счет повышенной разности давлений в подогревателях происходит перегрузка ("запирание") нижнего подогревателя. В этом случае конденсат из верхнего подогревателя по линии перепуска поступает на всас конденсатных насосов, минуя нижний подогреватель.

Конструктивные схемы горизонтальных подогревателей смешивающего типа энергоблока К-300-240 приведены на рис. 1.8.

Первый по ходу конденсата подогреватель имеет диаметр 1,6 м и длину 4,5 м. Внутри корпуса последовательно расположены три яруса лотков с отверстиями диаметром 8 мм, между которыми (в центральной

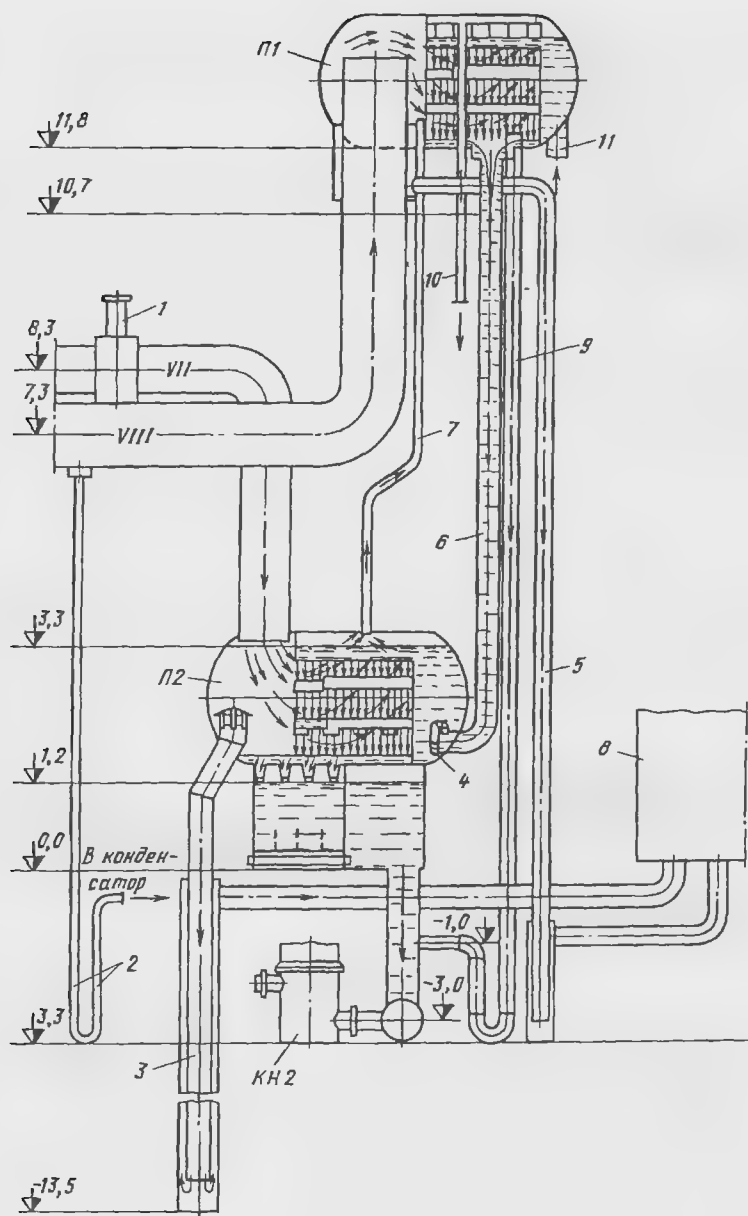
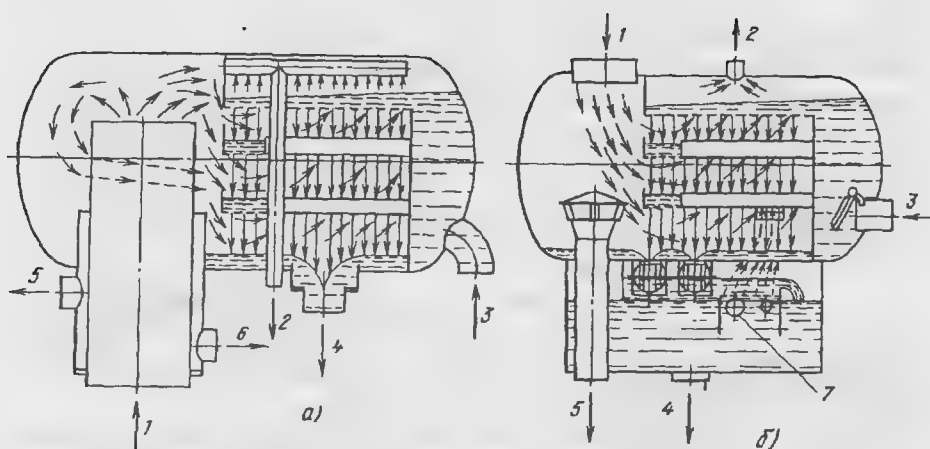


Рис. 1.7. Схема установки подогревателей низкого давления смешивающего типа блока К-300-240:

П1, П2 – первый и второй подогреватели; КН2 – конденсатный насос второго подъема; 1 – обратный затвор; 2 – гидрозатвор; 3 – аварийный слив; 4 – клапан; 5 – аварийный слив из П1; 6 – подвод конденсата к П2; 7 – отвод паровоздушной смеси; 8 – бак; 9 – слив конденсата помимо П2; 10 – отвод паровоздушной смеси; 11 – подвод конденсата



Уровень конденсата при
срабатывании защиты
на останов

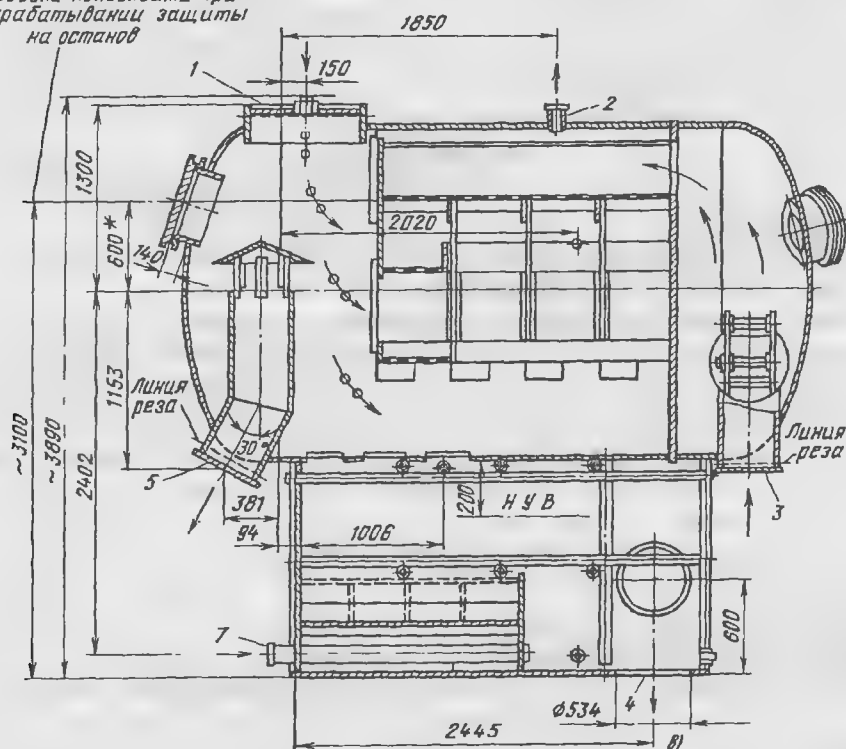


Рис. 1.8. Смешивающие подогреватели низкого давления блока К-300-240:

а – конструктивная схема П1; б – то же П2; в – общий вид П2; 1 – подвод пара; 2 – отвод паровоздушной смеси; 3 – подвод конденсата; 4 – отвод конденсата; 5 – аварийный слив конденсата; 6 – аварийный отвод конденсата на всас насоса; 7 – подвод конденсата из подогревателя более высокого давления; НУВ – нижний уровень воды

части корпуса) имеется канал для прохода пара. Последовательно перетекая с одного лотка на другой, вода дробится на тонкие струи. Установка лотков обеспечивает подвод пара одновременно ко всем струйным пучкам, кроме самого верхнего. Струи конденсата, стекающие с верхнего лотка, обеспечивают конденсацию пара, проходящего по каналу между лотками. Выделяемый в процессе конденсации пара воздух отводится по специальным каналам и выводится из аппарата. Верхний лоток является как бы приемной водяной камерой подогревателя, так как на него поступает весь поток конденсата турбины после конденсатных насосов первого подъема.

Пар в подогреватель подводится по трубопроводу диаметром 800 мм. Защита от попадания воды в турбину предусматривается установкой аварийных отводов конденсата в конденсатор или во всасывающий коллектор конденсатных насосов второго подъема.

Конструкция второго подогревателя П2 не отличается от описанной выше. Для обеспечения нормальной работы насосов подогреватель оснащен конденсатосборником. Установка барботажных устройств и подвод к ним пара и дренажа из вышестоящих подогревателей позволяют проводить в конденсатосборнике деаэрацию конденсата. Конденсатосборник отделен от парового отсека подогревателя перегородкой с обратными затворами, что позволяет предотвратить попадание влаги в паропровод греющего пара и отказаться от установки на нем защитной арматуры.

Наряду с горизонтальными смешивающими подогревателями разработаны конструкции их вертикального исполнения (рис. 1.9) с напорным водораспределением. Нагревательная секция этих аппаратов выполнена с напорным пленочным водораспределением. Пар из отборов турбины поступает в верхнюю часть подогревателя, движется вниз и конденсируется на стекающих пленках воды. В центре корпуса размещается воздухоохладитель, куда поступает несконденсировавшаяся часть пара и воздуха. Паровоздушная смесь проходит через воздухоохладитель навстречу струям холодного конденсата и охлаждается. Конденсат после нагревательной секции собирается на горизонтальном лотке, под который может подводиться пар из уплотнений турбины. В нижней части корпуса установлены обратные затворы, через которые конденсат поступает в водяное пространство.

Весьма важным при использовании подогревателей смешивающего типа является обеспечение условий исключающих попадание воды в турбину. Вода в турбину может попасть при затоплении подогревателя и при сбросе нагрузки турбиной, когда из-за падения давления происходит ее вскипание и обратное движение пароводяной смеси. Затопление подогревателя и паропровода может произойти при выходе из строя клапана регулятора уровня или перекачивающих насосов. Время заполнения водой смешивающего подогревателя и паропровода составляет 3–4 мин. Чтобы избежать затопления предусматриваются гид-

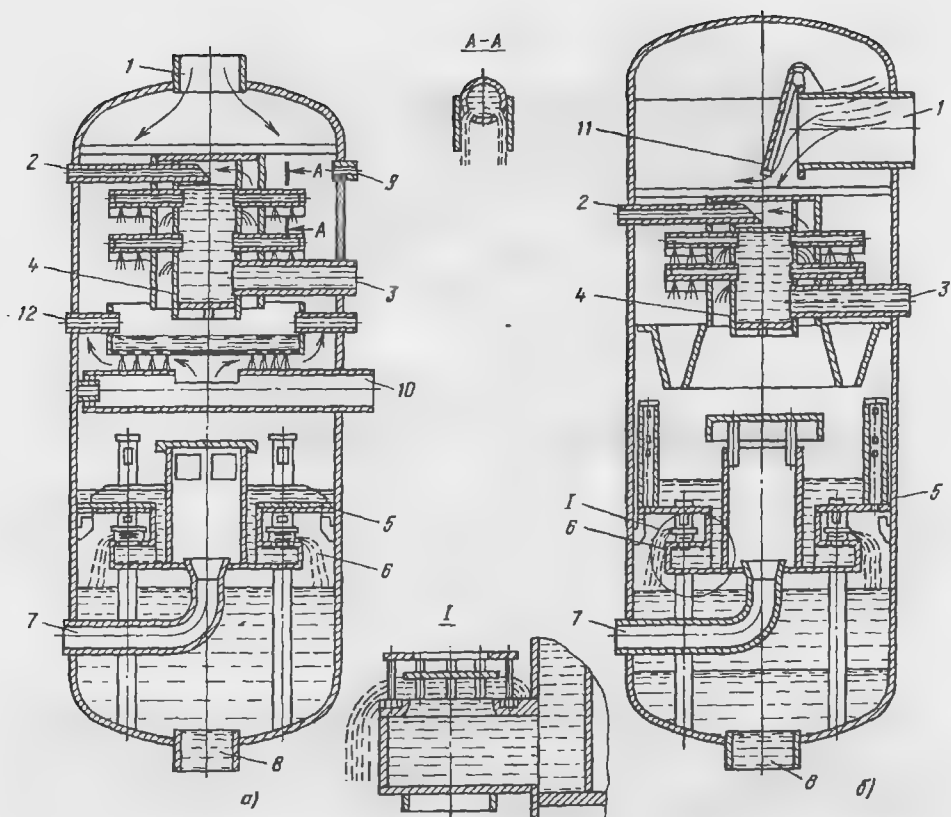


Рис. 1.9. Вертикальные смешивающие подогреватели:

а – П1; б – П2; 1 – подвод из отбора турбины; 2 – отвод паровоздушной смеси; 3 – подвод основного конденсата; 4 – напорный коллектор; 5 – перегородка; 6 – водяной обратный затвор; 7 – аварийный перелив в конденсатор; 8 – отвод конденсата; 9 – подвод воды из обратного затвора; 10 – подвод пара из уплотнений турбины; 11 – паровой обратный затвор; 12 – слив из уплотнений питательных насосов

розаторы, соединяющие подогреватель с конденсатором. Высота гидрозатвора выбирается такой, чтобы столб воды в нем уравнивал максимальную разность давлений между подогревателем и конденсатором. Гидрозатвор заполняется конденсатом и во избежание вскипания его предусматривается постоянный добавок холодного конденсата от насосов первой ступени. Самой простой защитой от обратного потока влажного пара при сбросе нагрузки турбиной является установка обратного затвора на трубопроводе отбора. Однако при диаметре паропровода 1100–1200 мм затвор весьма громоздок, малонадежен и имеет большое гидравлическое сопротивление. Поэтому вместо обратного затвора в подогревателе отделяют водяную емкость от нагревательного отсека горизонтальной перегородкой с обратным затвором, а также принимают достаточно большое расстояние между этой перегородкой и

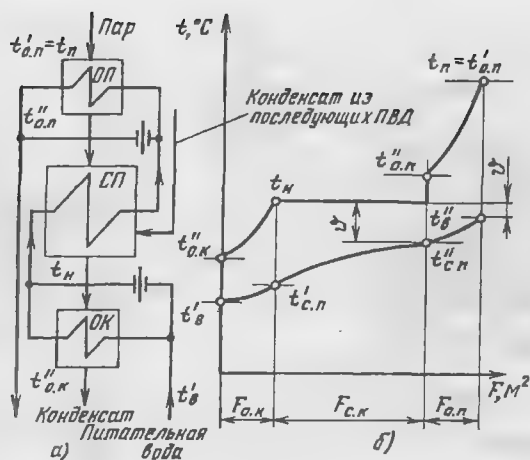


Рис. 1.10. Схема движения теплообменивающихся сред в ПВД (а) и графики изменения температур теплоносителей (б):

ОК – охладитель конденсата; СП – собственно подогреватель; ОП – охладитель перегрев

выходным сечением паровпускного патрубка.

Организация движения пара и воды в подогревателе не ограничивает скорость пара, что дает возможность обеспечить компактность подогревателя и деаэрирующие свойства. Проведенные испытания подобных подогревателей показали, что при всех режимах работы температура конденсата на выходе из подогревателя равна температуре насыщения пара при давлении в корпусе.

Следует отметить, что при гравитационной схеме включения подогревателей и размещения их около турбины более целесообразным является применение подогревателей горизонтального типа. В схеме с перекачивающими насосами целесообразно использовать вертикальные конструкции.

1.4. Подогреватели высокого давления

Подогреватели высокого давления предназначены для регенеративного подогрева питательной воды за счет охлаждения и конденсации пара.

Принципиальная схема движения теплообменивающихся потоков в зонах ПВД представлена на рис. 1.10, а. Через охладитель конденсата проходит весь поток питательной воды или его часть, ограничиваемая установкой шайбы.

Включение зоны охлаждения пара может быть различным. Например, возможно включение охладителя пара всех или какого-либо отдельного подогревателя параллельно по ходу воды для всех или некоторых подогревателей. Смещение потока воды, проходящего через каждый охладитель пара, с потоком питательной воды происходит на входе в

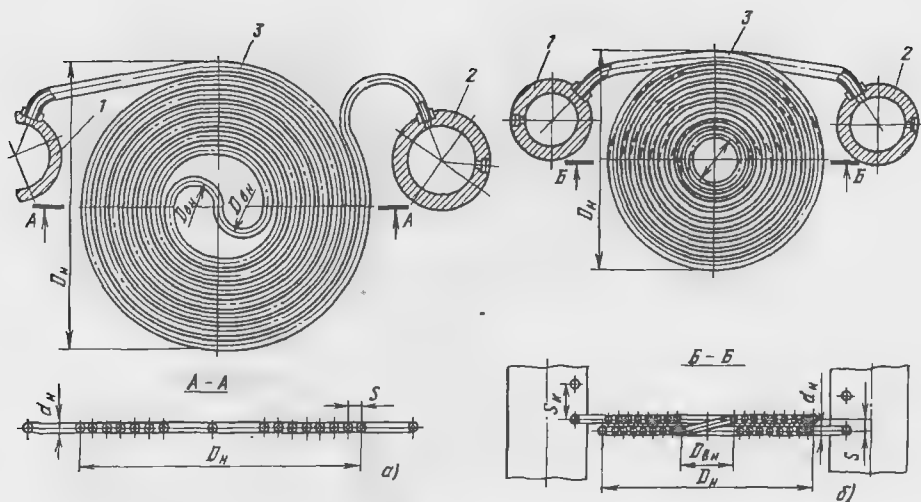


Рис. 1.11. Форма наивки спиральных труб:

а – одноплоскостная; б – двухплоскостная; 1 – коллектор подвода питательной воды; 2 – коллектор отвода питательной воды; 3 – спиральный змеевик

паровой котел. Такая схема включения носит название схемы Рикара-Никольного. Может быть использована другая схема, когда охлаждение пара происходит потоком воды, направляемым в паровой котел после всех подогревателей (схема Виолет). Может быть применена последовательная схема включения всех зон, а также комбинированная схема. Во всех случаях через охладитель пара пропускается только часть питательной воды, а другая ее часть, большая, байпасируется помимо охладителя с помощью ограничивающей шайбы.

Конструктивно все подогреватели высокого давления (за исключением ПВД для блока К-500-60/1500) выполняются вертикальными, коллекторного типа. Поверхность теплообмена набирается из свитых в плоские спирали гладких труб наружным диаметром 32 мм, присоединенных к вертикальным раздающим и собирающим коллекторным трубам (рис. 1.11).

Основными узлами подогревателя (рис. 1.12) являются корпус и трубная система.

Все элементы корпуса выполняются из качественной углеродистой стали 20К. Верхняя объемная часть корпуса крепится фланцевым соединением нижней части. Гидравлическая плотность соединения обеспечивается предварительной приваркой к фланцам корпуса и днища мембран, которые свариваются между собой по наружной кромке и другими методами. Само фланцевое соединение крепится шпильками.

Конструкция трубной системы включает в себя четыре или шесть коллекторных труб для распределения и сбора воды. В нижней части корпуса устанавливаются специальные развилки и тройники для соеди-

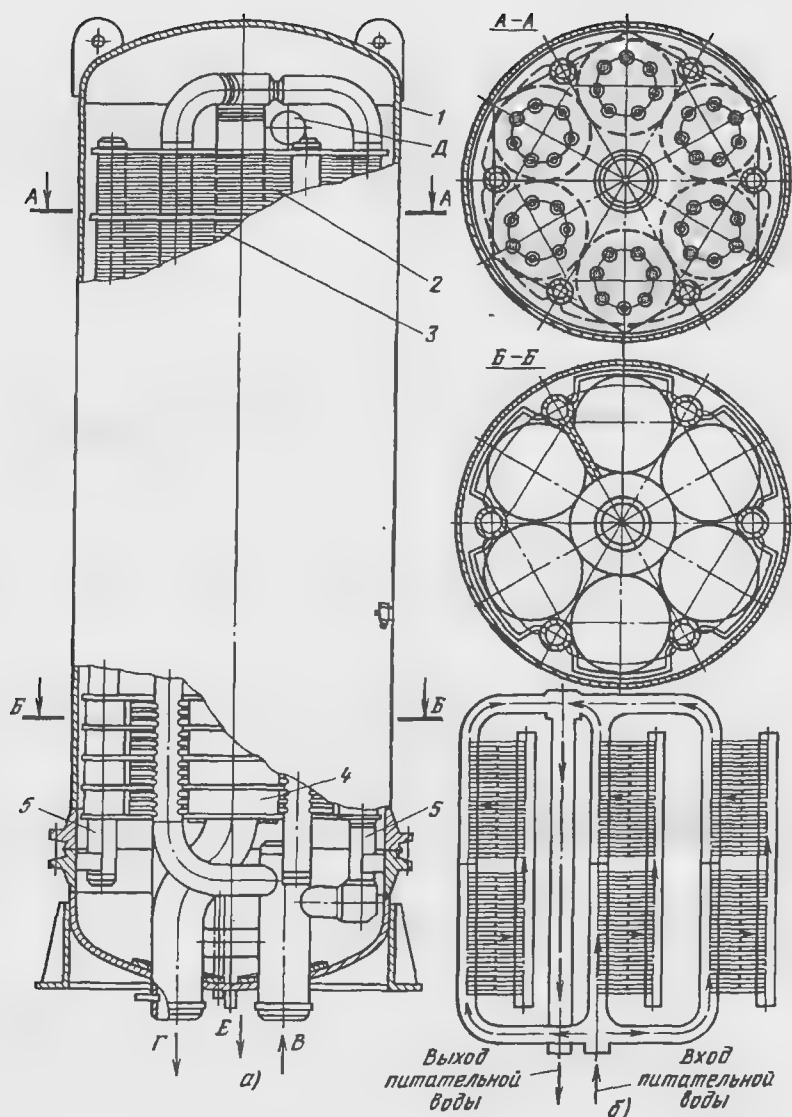


Рис. 1.12. Подогреватель высокого давления ПВ-1600:

a – общий вид; *б* – схема движения воды в трубной системе; 1 – корпус; 2 – спиральный змеевик; 3 – перегородки трубной системы; 4 – охладитель дренажа; 5 – каркас – коллектор трубной системы; В – вход питательной воды; Г – выход питательной воды; Д – вход греющего пара; Е – отвод конденсата

нения коллекторных труб с патрубками подвода и отвода питательной воды.

Между спиральными трубными элементами в зоне СП через 8–12 рядов плоскостей навивки спиралей установлены горизонтальные перегородки, предназначенные для организации движения пара и отвода

конденсата. Спиральные элементы поверхности зон *ОП* и *ОК* располагаются в специальных кожухах.

В кожухе *ОП* перегретый пар в несколько ходов омывает трубный пучок и передает теплоту перегрева. В *СП* пар распределяется по всей высоте. Конденсат пара с помощью перегородок отводится за пределы трубного пучка и вдоль стенок корпуса стекает в нижнюю часть, где расположена зона *ОК*. Неконденсирующиеся газы отводятся в подогреватель с более низким давлением пара по специальной трубе, установленной в зоне *СП* над верхним днищем кожуха зоны *ОК*.

На рис. 1.12 показана конструкция ПВД типа ПВ-1600. Там же приведены схемы движения питательной воды, пара и конденсата.

Питательная вода подводится в нижний раздающий коллектор и разветвляется по трем вертикальным коллекторам. Диафрагмы, установленные в этих коллекторах, разделяют потоки в *ОК* и *ОП*. Через поверхности *ОК* проходит часть потока воды, которая смешивается с основным потоком после диафрагмы. Через *СП* проходит весь поток воды, а через *ОП* только часть его, ограниченная установленными в коллекторах диафрагмами. В собирающем коллекторе вода, прошедшая *ОП*, смешивается с основным потоком воды. Таким образом в этом подогревателе реализована схема встроенного охладителя пара.

Греющий пар подводится в корпус подогревателя через паровой штуцер. При нижнем подводе паровая труба, соединяющая этот штуцер с охладителем пара, помещается в отдельном кожухе, защищающем ее от переохлаждения. Спиральные элементы теплообменной поверхности охладителя конденсата и пара располагаются в специальных кожухах, в которых с помощью системы промежуточных перегородок в межтрубном пространстве создается направленное движение потоков пара и конденсата.

На рис. 1.13 приведена схема движения воды, пара и дренажа в ПВД блока мощностью 500 МВт. Все три однокорпусных ПВД типа ПВ-2300 выполнены в корпусах одинаковых размеров (внутренний диаметр равен 3200, высота – 11 050 мм). В корпусе каждого ПВД размещены встроенный предвключенный охладитель конденсата (*ОК*), собственно подогреватель (*СП*) и встроенный пароохладитель (*ПО*). Пароохладители первого и второго ПВД включены по параллельной схеме Рикара-Никольного. Поверхностью нагрева подогревателей являются одноплоскостные спиральные змеевики из труб диаметром 32х5 мм.

Пар в *ПО* и конденсат в *ОК* движутся как и в ПВ-1600 перпендикулярно плоскости навивки змеевика и совершают многоходовое движение.

На рис. 1.14 показана схема движения воды, пара и дренажа в ПВД блока мощностью 800 МВт. Первый ПВД этой схемы имеет два пароохладителя, один из которых является встроенным; а другой включен по схеме Виолен.

На рис. 1.15 показана конструкция ПВД горизонтального типа (ПВ-

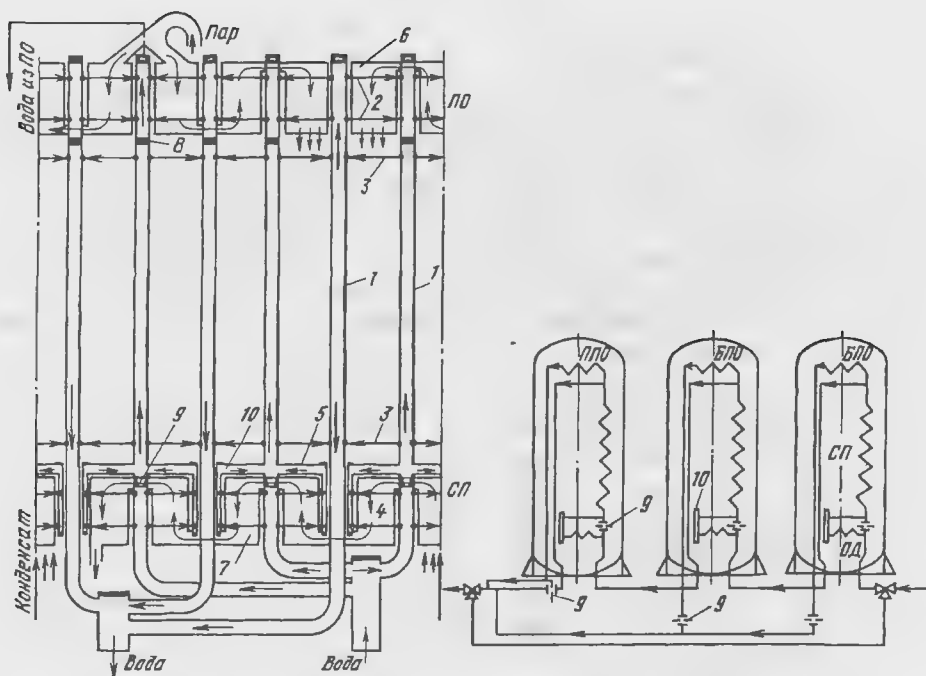


Рис. 1.13. Схема движения воды, пара и дренажа в ПВД блока мощностью 500 МВт: 1 - коллекторы; 2-4 - змеевики ПО, СП и охладителя дренажа (ОД); 5 - перепускная труба; 6,7 - кожухи ПО и ОД; 8 - перегородки глухие; 9 - подпорные шайбы; 10 - дополнительные коллекторы ОД; ППО, БПО - последовательный и параллельный ПО

2000-120-17А).

Поверхность теплообмена этого подогревателя представляет собой два отдельных направленных в противоположные стороны U-образных трубных пучка. В центре корпуса расположена общая цилиндрическая водяная камера с двумя трубными досками.

В подогревателе отсутствует охладитель перегрева, а поверхность охладителя конденсата выделена в нижней части трубных пучков.

Греющий пар поперечным потоком омывает горизонтально расположенные трубки и конденсируется на их поверхности. Конденсат пара отводится в кожух охладителя конденсата, где передает теплоту питательной воде при продольно-встречном омывании трубок.

Все подогреватели высокого давления помимо автоматического устройства регулирования уровня конденсата в корпусе, которым оснащены и ПНД, имеют также автоматическое защитное устройство. Назначение этого устройства - защита турбины от попадания воды в случае превышения уровня ее в корпусе в результате разрыва труб, появления свищей в местах сварки и других причин.

Поддержание нормального уровня конденсата в корпусе каждого из

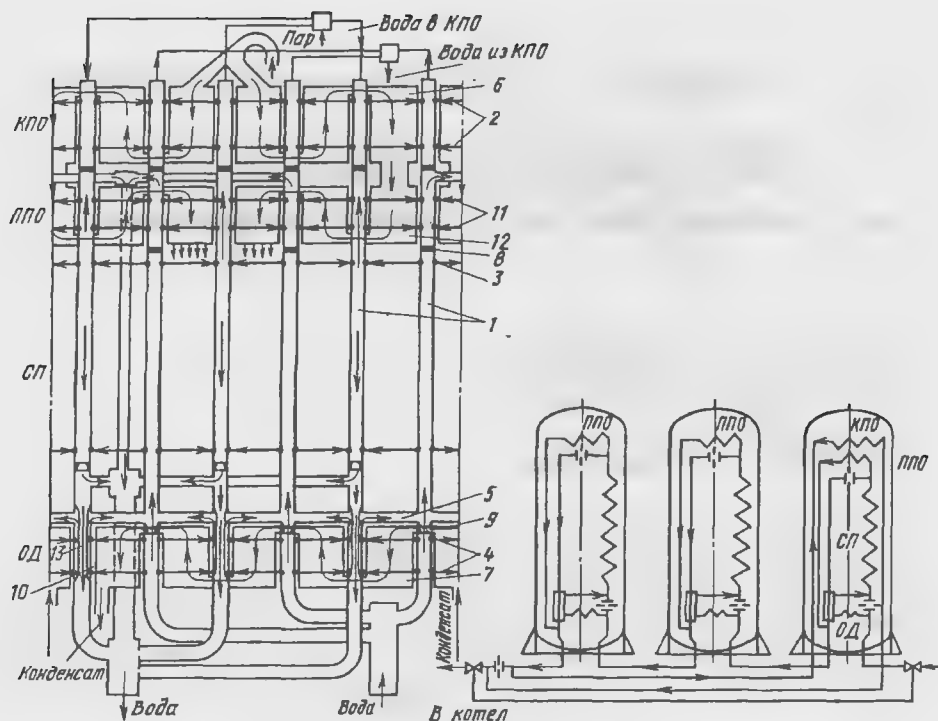


Рис. 1.14. Схема движения воды, пара и дренажа в ПВД блока мощностью 800 МВт: КПО – концевой ПО; 2 – змеевики КПО; 6 – кожух КПО; 11 – змеевики ППО; 12 – кожух ППО; 13 – узел "труба в трубе"; остальные обозначения те же, что на рис. 1.13

подогревателей в заданном диапазоне осуществляется регулирующим клапаном путем изменения количества конденсата, каскадно сбрасываемого в подогреватель более низкого давления. При превышении допустимого нормального уровня открывается клапан аварийного сброса конденсата. При дальнейшем повышении уровня сверх так называемого первого аварийного предела приборы защиты дают команду на включение клапана с электромагнитным приводом, закрывающего доступ питательной воды к ПВД и направляющего ее по байпасному трубопроводу в котел. При достижении уровнем конденсата второго аварийного предела приборы защиты дают команду на отключение питательных насосов и останов энергоблока.

Предусматривается одно защитное устройство на группу ПВД. Однако подача импульсов по уровню конденсата на него осуществляется от каждого корпуса подогревателя. При срабатывании защиты все ПВД отключаются по питательной воде.

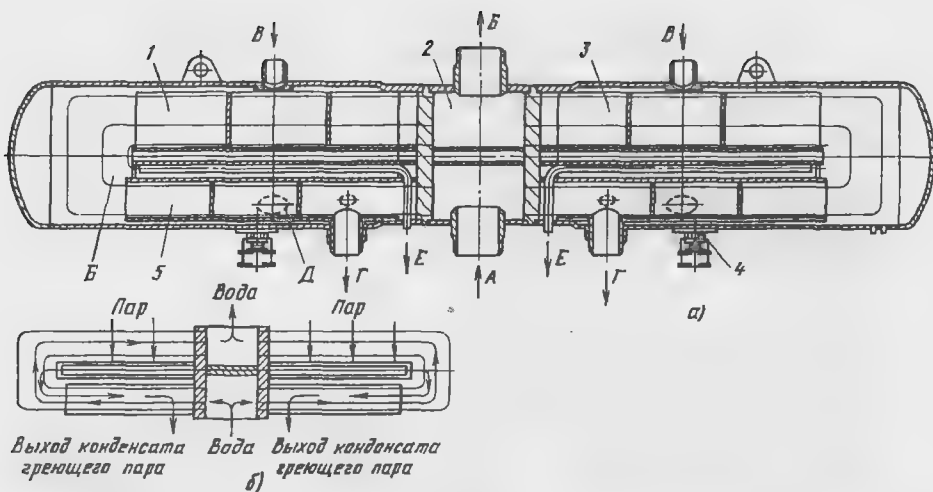


Рис. 1.15. Подогреватель высокого давления ПВ-2000-120-17А:

а – общий вид; б – схема движения теплоносителей; 1 – корпус с трубной системой (левая часть); 2 – промежуточная водяная камера; 3 – корпус с трубной системой (правая часть); 4 – опора подвижная; 5 – поверхность охладителя конденсата; 6 – собственно подогреватель; А – вход питательной воды; Б – выход питательной воды; В – вход греющего пара; Г – выход конденсата греющего пара; Д – вход конденсата из подогревателя более высокого давления; Е – отвод паровоздушной смеси

1.5. Тепловой расчет регенеративных подогревателей

Тепловые расчеты регенеративных подогревателей могут выполняться как поверочные и как конструкторские. В результате конструкторского расчета определяются площади поверхности нагрева и конструктивные размеры подогревателя. Целью поверочного расчета является определение температуры одного из теплоносителей или значения подогрева.

Исходные данные принимаются из расчета тепловой схемы или данных испытаний. К ним относятся расход и параметры греющего пара, расход нагреваемой воды, ее давление и температура на входе в подогреватель.

В основе теплового расчета лежат уравнения теплового баланса и теплопередачи. Для условий, когда одним из теплоносителей является пар, а другим – вода, уравнение теплового баланса имеет вид

$$Q = G(h''_в - h'_в) = D_п(h_п - h_{др})\eta, \quad (1.1)$$

где Q – поток теплоты, передаваемой нагреваемой среде в подогревателе, кВт; $D_п$, G – расходы пара и воды, кг/с; $h''_в$, $h'_в$ – удельные энтальпии нагреваемой воды на выходе и входе подогревателя, кДж/кг; $h_п$, $h_{др}$ – удельные энтальпии греющего пара на входе в подогреватель и конденсата греющего пара (дренажа) на выходе из подогревателя, кДж/кг; η – коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду (равен 0,98–0,99).

Для подогревателя, в котором предусмотрены охладитель пара и охладитель конденсата греющего пара, поток теплоты

$$Q = Q_{o.п} + Q_{c.п} + Q_{o.к} \quad (1.2)$$

Количество теплоты, передаваемой в охладителе пара

$$Q_{o.п} = G_{o.п}(h''_в - h'_в)_{o.п} = D_п(h_п - h_{o.п})\eta, \quad (1.3)$$

для собственно подогревателя

$$Q_{c.п} = G(h''_в - h'_в)_{c.п} = D_п(h_{c.п} - h'_п)\eta, \quad (1.4)$$

для охладителя конденсата

$$Q_{o.к} = G_{o.к}(h''_в - h'_в)_{o.к} = D_п(h'_п - h_{др})\eta, \quad (1.5)$$

В (1.3)–(1.5) $h_{o.п}$ – удельная энтальпия пара на выходе из охладителя пара; $h'_п$ – удельная энтальпия конденсата пара при температуре насыщения; $G_{o.п}$, $G_{o.к}$ – расходы воды через охладитель пара и охладитель конденсата; $(h''_в - h'_в)_{o.п}$, $(h''_в - h'_в)_{c.п}$, $(h''_в - h'_в)_{o.к}$ – количество теплоты, передаваемой 1 кг воды соответственно в охладителе пара, собственно подогревателе и охладителе конденсата.

При проведении тепловых расчетов количество теплоты, передаваемой в отдельных элементах подогревателей, оценивается по температуре греющей и нагреваемой сред. Так, температура воды на выходе из охладителя пара $t_{o.п}$, °С, может приниматься по температуре насыщения t_n :

$$t_{o.п} = t_n + (10 \div 25),$$

а температура среды на выходе из охладителя конденсата, °С,

$$t_{др} = t'_в + (5 \div 10).$$

На рис. 1.10,б приведены графики изменения температур теплоносителей. Для собственно подогревателя температуру греющей среды можно принять постоянной и равной температуре насыщения при давлении греющего пара. Для уменьшения габаритов охладителя конденсата и охладителя пара через них пропускается только часть поступающей в подогреватель воды (10–20 %). После смешения потоков воды за охладителем конденсата температура воды на входе в собственно подогреватель $t'_{c.п}$ становится ниже $t''_{o.к}$. Аналогично при принятой схеме включения охладителя пара температура воды на выходе из подогревателя $t''_{c.п}$ будет ниже $t''_{o.п}$.

Недогрев воды до температуры насыщения в собственно подогревателе и минимальные температурные напоры в охладителях пара и конденсата выбираются на основании технико-экономических расчетов.

Уменьшение температурных напоров приводит к повышению тепловой экономичности блока (за счет более полного использования теплоты отборного пара), но сопровождается ростом металлозатрат и капиталовложений при сооружении подогревателей. В зависимости от стоимости топлива, используемого на электростанции, можно рекомендовать следующие минимальные температурные напоры:

Стоимость топлива Минимальный температурный напор, °C:	ПВД		ПНД	
	дорогое	дешевое	дорогое	дешевое
$\Delta t_{o.п}$	10	15	7	12
$\Delta t_{c.п}$	3	5	2	4
$\Delta t_{o.к}$	6	10	3	6

Средний температурный напор для поверхностей нагрева отдельных элементов и подогревателя в целом определяется как среднелогарифмический, т.е.

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_6 / \Delta t_m)}. \quad (1.6)$$

Здесь большие и меньшие температурные разности определяются в соответствии с графиками рис. 1.10 для собственно подогревателя $\Delta t_6 = t_n - t'_{c.п}$, $\Delta t_m = t_n - t''_{c.п}$; охладителя пара (при противотоке) $\Delta t_6 = t_n - t''_в$, $\Delta t_m = t''_{o.п} - t'_{c.п}$ и охладителя конденсата $\Delta t_6 = t_n - t'_{c.п}$, $\Delta t_m = t''_{o.к} - t'_в$. Для сложных схем омывания поверхности нагрева к среднему температурному напору вводится поправка Ψ , которая определяется из [2]. Тогда

$$\Delta t_{cp} = \Psi \Delta t_{cp}^{прот}. \quad (1.6a)$$

Следует заметить, что при числе ходов теплоносителей более четырех значение Ψ близко к единице.

Для тонкостенных труб, применяемых в регенеративных подогревателях, с достаточной степенью точности можно определить коэффициент теплопередачи по формуле для плоской стенки:

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}, \quad (1.7)$$

где α_1 , α_2 – коэффициенты теплоотдачи от греющей среды к стенке труб и от стенки к нагреваемой среде, Вт/(м² · К); $\delta_{ст}$, δ_n , $\lambda_{ст}$, λ_n – соответственно толщины стенки труб и слоя накипи, м, и теплопроводности металла и накипи, Вт/(м² · К).

При расчете регенеративных подогревателей термическим сопротивлением стенки можно пренебречь, а накипь на стенках труб практически всегда отсутствует.

Площадь поверхности теплообмена подогревателя F определяется из уравнения теплопередачи. Для подогревателей принято определять ее значения по наружному диаметру труб F_n :

$$F_n = \frac{Q}{k \Delta t_{cp}} \frac{d_n}{d_p}, \quad (1.8)$$

где $d_p = d_{вн}$ при $\alpha_1 \gg \alpha_2$; $d_p = 0,5(d_{вн} + d_n)$ при $\alpha_1 \approx \alpha_2$; $d_p = d_n$ при $\alpha_1 \ll \alpha_2$.

Для определения k и затем F_n необходимо вычислить α_1 и α_2 . При расчете коэффициентов теплопередачи важным является знание условий теплообмена и состояния теплопередающих сред. Так, например, в охладителях пара и конденсата теплообмен протекает без изменения агрегатного состояния вещества. В собственно подогревателе агрегатное состояние пара изменяется. Для всех элементов регенеративных подогревателей характерно вынужденное движение нагреваемой среды, при этом режим движения, как правило, турбулентный.

Теплообмен с однофазной средой при течении внутри труб и в каналах произвольной формы поперечного сечения (продольное омывание) при $l/d_3 > 40$ и турбулентном режиме ($Re > 10^4$) характеризуется уравнением

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}, \quad (1.9)$$

где $Nu = \alpha d_3 / \lambda$ – число Нуссельта, в формулу которого входит искомый коэффициент теплоотдачи; d_3 – определяющий размер: при течении среды в трубах используется внутренний диаметр $d_{вн}$, а при продольном обтекании труб и каналов – эквивалентный диаметр $d_3 = 4f/p$ (здесь p – смоченный периметр; f – площадь поперечного сечения канала, m^2); $Re = wd_3/\nu$ – число Рейнольдса, определяет режим движения среды (здесь w – скорость, m/c ; ν – кинематическая вязкость, m^2/c); $Pr = \nu/a$ – число Прандтля, характеризует физические свойства среды (здесь a – ее температуропроводность, m^2/c). Индексы "ж" и "ст" при числе Pr указывают на значение температуры, при которой определяется это число. При нагревании воды или пара температура стенки труб близка к температуре среды и значение $Pr_{ст}$ оказывается близким значению $Pr_{ж}$. Отношение $Pr_{ж}/Pr_{ст}$ в этом случае принимают равным единице.

При развитом турбулентном движении жидкости ($Re > 10^4$) в трубах и в прямолинейных каналах некруглого сечения с достаточной степенью точности можно использовать вместо (1.9) уравнение вида

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \epsilon_l. \quad (1.10)$$

Коэффициент ϵ_l учитывает изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы. Если $l/d_3 \geq 50$, то $\epsilon_l = 1$, при $l/d_3 < 50$ значения ϵ_l даны в табл. 1.1.

Значения коэффициента ϵ_l в формуле (1.10)

Re	l/d_s							
	1	2	5	10	15	20	30	40
$1 \cdot 10^4$	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03
$2 \cdot 10^4$	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02
$5 \cdot 10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02
$1 \cdot 10^5$	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02
$1 \cdot 10^6$	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01

Для определения коэффициента теплоотдачи при движении жидкости в спиральных трубах, применяющихся в ПВД, в (1.10) вводится поправка на турбулизацию потока за счет его поворота.

Уравнение (1.10) в этом случае принимает вид

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} (1 + 11,11 D_{\text{вн}} n_{\text{в}} n_{\text{п}} / l_{\text{с.п}}), \quad (1.11)$$

где $D_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр наименьшего витка спирали, м; $n_{\text{в}}$ – число витков в одной плоскости спирали; $n_{\text{п}}$ – число плоскостей у спиральной трубы (одинарная или двойная спираль); $l_{\text{с.п}}$ – длина спирали, м.

Входящие в числа подобия теплофизические параметры сред определяются при средней расчетной температуре теплоносителя:

$$t_{\text{ср}} = t_{\text{вых}} + (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}) \frac{\Delta t_{\text{ср}} - \Delta t_{\text{м}}}{\Delta t_{\text{с}} - \Delta t_{\text{м}}}. \quad (1.12)$$

В условиях движения жидкости, когда значения числа $Re < 2200$ (ламинарное течение), коэффициент теплоотдачи определяется из уравнения

$$Nu = 0,17 Re^{0,33} Gr^{0,1} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \epsilon_l, \quad (1.13)$$

где $Gr = \beta g d^3 \Delta t / \nu^2$ – число Грасгофа (здесь Δt – разность температур стенки и теплоносителя, °С; $\beta = 1/t$ – коэффициент объемного расширения, $1/^\circ\text{С}$).

При значении числа $Re = 2200 \div 10^4$ (переходный режим движения жидкости) коэффициент теплоотдачи определяется из (1.10) или (1.11) с учетом поправки φ , значений которой приведены ниже:

Re	2200	2300	2500	3000	3500	5000	6000	7000	10 000
φ	0,22	0,35	0,45	0,59	0,7	0,86	0,91	0,96	0,99

В охладителях пара и конденсата передача теплоты к поверхности нагрева происходит без изменения агрегатного состояния пара при внешнем поперечном смывании пучков прямых или спиральных труб.

Таблица 1.2

Значения коэффициента C и показателей степени m , n , и p в формуле (1.14)

Характеристика пучка труб	C	m	n	p
Коридорный из гладких прямых труб	0,2	0,64	0,35	0
Шахматный или спиральный	0,305	0,6	0,35	0,25
Спиральный при $Re > 10^6$	0,027	0,84	0,4	0

При турбулентном течении пара ($Re > 6 \cdot 10^3$) уравнение для определения коэффициента теплоотдачи имеет вид

$$Nu = C \varepsilon_z Re^m Pr^n \left(\frac{S_1 - d_n}{S_2 - d_n} \right)^p, \quad (1.14)$$

где S_1 , S_2 , d_n – шаги труб в поперечном и продольном направлениях потока и наружный диаметр труб соответственно, м; ε_z – коэффициент, учитывающий влияние количества рядов труб z вдоль потока (для подогревателей ТЭС $z > 20$; $\varepsilon_z = 1$).

Значения коэффициента C и показателей степени m , n и p принимаются по табл. 1.2.

Для гладкотрубного пучка, наклоненного к потоку под углом φ , выражение (1.14) дополняется поправкой $\varepsilon_\varphi = 0,25 \sin(2 \div 70) + 0,75$. При смешанном (продольном и поперечном) омывании пучков труб коэффициент теплоотдачи определяется раздельно для каждой части пучка и усредняется:

$$\bar{\alpha} = \frac{\alpha_{\text{поп}} F_{\text{поп}} + \alpha_{\text{прод}} F_{\text{прод}}}{F_{\text{поп}} + F_{\text{прод}}}. \quad (1.14a)$$

Для расчета теплообмена в элементах подогревателей, где изменение агрегатного состояния теплоносителей не происходит, необходимо выбрать скорость движения среды (после определения конструктивных размеров подогревателя – скорость уточняется). Скорость движения теплоносителей выбирается на основании технико-экономических расчетов. Увеличение скорости улучшает условия теплообмена, что приводит к снижению площади требуемой поверхности нагрева, т.е. снижению стоимости регенеративных подогревателей. В то же время с увеличением скорости возрастает гидравлическое сопротивление движению жидкости, что приводит к возрастанию мощности, затрачиваемой на перекачивание. Оптимальные значения скорости в значительной степени зависят от стоимости топлива и давления в трубной системе. Для ПНД значения скорости принимаются равными 1,7–2,2 м/с при дешевом топливе и 1,5–1,8 м/с при дорогом; для ПВД – соответственно 1,6–1,9 и 1,5–1,7 м/с.

В регенеративных подогревателях можно считать, что теплообмен происходит почти в неподвижном паре. Главными условиями теплообмена в этом случае являются скорость стекания и толщина пленки конденсата, образующегося на трубах.

Режим течения пленки конденсата определяется числом Рейнольдса

$$Re_k = 10^{-3} q l / g \mu_k r, \quad (1.15)$$

где $q = Q/F$ – средняя плотность теплового потока через поверхность нагрева, Вт/м²; l – высота участка труб между соседними перегородками, м; μ_k – удельная динамическая вязкость пленки конденсата, Па·с/м²; r – удельная теплота конденсации пара, кДж/кг. При пленочной конденсации чистого медленно движущегося пара при $Re_k < 100$ определить коэффициент теплоотдачи можно как

$$\alpha_1 = CA \left(\frac{r}{l \Delta t_1} \right)^{0,25} \varepsilon_r = b \left(\frac{1}{\Delta t_1} \right)^{0,25}, \quad (1.16)$$

где $A = \left[\frac{\lambda_k^3 \rho_k (\rho_k - \rho_n) g}{\mu_k} \right]^{0,25}$; λ_k, ρ_k – теплопроводность и плотность конденсата ($\lambda_k = 1,13$ для вертикальных труб); ρ_n – плотность пара; ε_r – поправка на шероховатость и загрязнение внешней поверхности труб (для латунных и нержавеющей труб $\varepsilon_r = 1$, для стальных цельнотянутых труб $\varepsilon_r = 0,8$; $\Delta t_1 = t_n - t_{с.п.}^{ср}$ – средний перепад температур в пограничном слое со стороны греющего пара; b – комплекс физических величин.

При $Re_k > 100$ значение коэффициента теплоотдачи определяется из выражения

$$\alpha_1 = \lambda_k \left(\frac{g}{\nu_k^2} \right)^{\frac{1}{3}} \frac{0,16 Pr^{1/3} Re_k}{Re_k - 100 + 63,2 Pr} \varepsilon. \quad (1.17)$$

Здесь $\varepsilon = \frac{1 + 0,013 (\rho_n w_n^2)^{1/2}}{\rho_k^{1/2} (g \nu_k)^{1/3}}$ учитывает влияние массовой скорости пара на условия теплообмена.

Для многорядных коридорных и шахматных пучков горизонтальных труб (с числом рядов n) средний коэффициент теплоотдачи

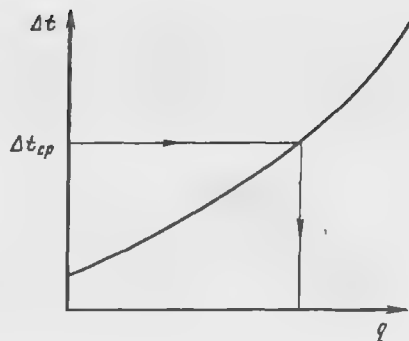
$$\bar{\alpha} = \alpha_1 n^{-0,25}. \quad (1.18)$$

При определении α_1 важным является знание температуры стенки поверхности нагрева. Определение ее проводится методами последовательных приближений или графоаналитическим. Сущность последнего сводится к графическому решению выражения плотности теплового потока через стенку трубы.

Плотность теплового потока можно записать в виде

$$q = b \Delta t_1^{0,75}. \quad (1.19)$$

Рис. 1.16. Графоаналитическое определение плотности теплового потока в зависимости от температурного напора



Из (1.19) следует, что $\Delta t_1 = (q/b)^{4/3}$, и с учетом $\Delta t_{ср} = \frac{\delta t_{ср}}{\lambda_{ср}} q$ и $\Delta t_2 = q/\alpha_2$ получаем

$$\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_{ср} = bq^{4/3} + \frac{\delta t_{ср}}{\lambda_{ср}} + \frac{q}{\alpha_2}. \quad (1.20)$$

Вид графического решения (1.20) показан на рис. 1.16. Используя эту зависимость для найденного из выражения (1.6) $\Delta t_{ср}$ определяют q . По найденному значению q легко определить значения $\Delta t_1, \Delta t_2$ и $\Delta t_{ср}$, коэффициент теплоотдачи α_1 , а затем коэффициент теплопередачи $k = q/\Delta t$ и необходимую площадь поверхности нагрева F .

1.6. Определение основных геометрических характеристик поверхностных регенеративных подогревателей

При конструкторском расчете регенеративных подогревателей некоторые их геометрические характеристики (число труб, шаг их, диаметр трубной доски и ряд других) должны быть предварительно выбраны. При принятой скорости движения воды w и известных параметрах ее на входе в подогреватель число труб при одном ходе

$$n = \frac{4Gv}{\pi d_{вн} w}. \quad (1.21)$$

Общая длина труб

$$L = \frac{F}{\pi d_{вн} n} = lz, \quad (1.22)$$

где l — средняя длина труб (рабочая); z — число ходов при движении воды.

Рабочая длина труб в подогревателе выбирается из соображений компактности и технологичности. Обычно при выборе исходят из соотношения $l/D_{тр} = 2 \div 3$, где $D_{тр}$ — диаметр трубной доски.

Расположение труб в трубной доске характеризуется коэффициентом ее заполнения $\eta_{\text{тр}}$, равным отношению числа размещенных труб к числу труб, которое можно было бы разместить при полном использовании трубной доски:

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{0,866t^2N}{\pi D_{\text{тр}}^2/4}. \quad (1.23)$$

Здесь N – общее число труб в подогревателе, определяемое из соотношения

$$N = \frac{F}{\pi d_{\text{н}} l} = nz, \quad (1.24)$$

а t – шаг труб при размещении их в трубной доске. Значение t определяется способом крепления труб в трубной доске и условиями ее ослабления отверстиями. При закреплении труб вальцовкой $t = (1,25 \div 1,3)d_{\text{вн}}$, а при сварном соединении $t = 1,25d_{\text{вн}}$.

Минимальный диаметр трубной доски при закреплении в ней наибольшего числа труб достигается при треугольной разбивке отверстий для них, т.е. когда оси отверстий располагаются в вершинах равностороннего треугольника. Для характеристики заполнения трубной доски применяется коэффициент ее использования $U_{\text{тр}}$, равный отношению площади, занятой трубами, к общей площади:

$$U_{\text{тр}} = N(d_{\text{н}}/D_{\text{тр}})^2. \quad (1.25)$$

В процессе конструирования подогревателя значения $U_{\text{тр}}$ и $\eta_{\text{тр}}$ принимаются с последующим уточнением, исходя из имеющегося опыта проектирования. Диаметр трубной доски в этом случае определяется из (1.25) или (1.23), т.е.

$$D_{\text{тр}} = d_{\text{н}} \sqrt{N/U_{\text{тр}}} = 1,05t \sqrt{N/\eta_{\text{тр}}}. \quad (1.26)$$

При определении конструктивных характеристик подогревателей принимают во внимание технологию сборки и ремонта, условия транспортировки и прочности отдельных элементов.

1.7. Гидравлический расчет поверхностных регенеративных подогревателей

Задачей гидравлического расчета подогревателей является определение их гидравлического сопротивления. Для любого элемента или участка подогревателя гидравлическое сопротивление

$$\Delta p = \left(\sum \lambda \frac{l}{d_3} + \sum \xi_{\text{м}} \right) \frac{\rho w^2}{2}. \quad (1.27)$$

Здесь $\sum \lambda \frac{l}{d_3} \frac{\rho w^2}{2}$ определяет гидравлические потери, возникающие при движении теплоносителя за счет трения о стенки труб, $\sum \xi_m \frac{\rho w^2}{2}$ – гидравлические потери при движении теплоносителя, вызванные местными сопротивлениями (поворотами, сужениями или расширениями и др.

Значение коэффициента сопротивления трения λ зависит от шероховатости стенок труб Δ и от режима движения теплоносителя, определяемого числом Re . С достаточной степенью точности это значение может быть определено из выражения

$$\lambda = 0,1 \left(1,46 \frac{\Delta}{d_3} + \frac{100}{Re} \right)^{0,25}, \quad (1.28)$$

где Δ для стальных труб равна 0,2 мм, для латунных – 0,01 мм.

Коэффициенты местного сопротивления ξ_m для различных элементов подогревателей приведены ниже:

Вход и поворот во входной и выходной камерах	1,5
Поворот потока на 180° через промежуточную камеру	2,5
Поворот потока на 180° в трубах	0,5
Огибание перегородок, поддерживающих трубы	0,5–1
Выход из межтрубного пространства под углом 90°	1
Вход потока в спираль	1,25
Выход из спирали	1
Влияние кривизны спирали (для n витков)	0,5

Потери давления в межтрубном пространстве подогревателя при конденсации пара незначительны, и ими в большинстве случаев можно пренебречь. То же относится к межтрубному пространству охладителей конденсата.

Гидравлическое сопротивление встроенного охладителя пара можно определить, используя формулу

$$\Delta P = 6mD_v \left(\frac{D_v}{f} \right) \frac{1}{2\rho''}, \quad (1.29)$$

где m – число секций, последовательно омываемых паром; D_v – диаметр наибольшего витка спирали; D_{π} и ρ'' – расход пара и его плотность,

1.8. Расчет регенеративных подогревателей смешивающего типа

Целью теплового расчета является определение нагрева конденсата при принятой схеме его движения. Теплота, подводимая с паром из отборов

турбины к подогревателю, расходуется на нагрев основного конденсата турбины, частично теряется с выпаром и в окружающую среду:

$$Q_{\Pi} = Q_{\kappa} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{пот}}.$$

Потери теплоты от подогревателя в окружающую среду невелики и могут не учитываться в расчетах. Расход выпара может приниматься равным 0,2% расхода греющего пара, поступающего в подогреватель, или приниматься таким же, как и в деаэраторах вакуумного типа (3 кг на 1 т номинального расхода питательной воды).

Расход пара, поступающего в подогреватель определяется из уравнения теплового баланса, а для определения нагрева воды в струях при их поперечном смывании потоком пара используется эмпирическая зависимость

$$\lg \frac{t_{\text{н}} - t_1}{t_{\text{н}} - t_2} = 0,053 \frac{l(1 - \Pi)}{Pr^{0,62}} \sqrt{\left(\frac{w_{\text{п}}}{w_{\text{в}}}\right)^2 \frac{\rho_{\text{п}} g}{\sigma d}}, \quad (1.30)$$

где l – длина струй, м; d – диаметр отверстий в тарелке, м; $\Pi = G_{\text{в}}/D_{\text{см}}$ – отношение массового расхода воздуха, содержащегося в греющем паре, к суммарному расходу воздуха и пара; $w_{\text{п}}, w_{\text{в}}$ – скорости пара и воды в струях, м/с; $Pr, \sigma, \rho_{\text{п}}$ – соответственно число Прандтля, коэффициент поверхностного натяжения для воды и плотность пара, принимаемые при температуре насыщения; $t_{\text{н}}$ – температура насыщения греющего пара, °С; t_1, t_2 – температура воды в начале и конце струи, °С.

В соответствии с рекомендациями ЦКТИ начальную скорость истечения воды из отверстий в тарелках $w_{\text{в}}$ следует принимать равной 0,6–1 м/с. При такой скорости практически исключается эрозионный износ отверстий и сохраняется умеренная высота слоя воды над тарелкой.

Длина струй l в (1.30) принимается не более 0,7 м, диаметр отверстий – 5–8 мм, а содержание воздуха в греющем паре не более 0,1%.

С учетом принятых рекомендаций число отверстий в тарелке

$$n = \frac{G_{\kappa} v_{\kappa}}{0,785 d^2 w_{\text{в}}}, \quad (1.31)$$

где G_{κ} – расход основного конденсата, кг/с.

Определение нагрева основного конденсата в струях производится методом последовательного приближения. Для этого первоначально значение нагрева принимается ориентировочно и определяется количество сконденсированного при этом пара

$$D_{\text{п}} = \frac{G_{\kappa} c_{\text{п}}(t_2 - t_1)}{h'' - h_2}, \quad (1.32)$$

где h'', h_2 – энтальпии греющего пара и конденсата, кДж/кг.

С учетом конденсации части пара скорость его на входе и выходе из струйного пучка при поперечном омывании определяется из выражений

$$w_{п.вх} = D_{п.вх} v'' / l L_{вх}; \quad (1.33)$$

$$w_{п.вых} = D_{п.вых} v'' / l L_{вых}, \quad (1.33a)$$

где $D_{п.вх} = D_{п} + D_{п.вых}$ – расход пара на входе в струйный пучок, кг/с; $D_{п.вых}$ – расход пара на выходе из струйного пучка, кг/с; $L_{вх}, L_{вых}$ – развернутая ширина (суммарный периметр всех струй) струйного пучка на входе и выходе пара, м.

Средняя скорость пара в струйном пучке может вычисляться как среднеарифметическая (при $w_{п.вх}/w_{п.вых} < 1,7$) или как среднелогарифмическая величины:

$$w_{п.ср} = \frac{w_{п.вх} - w_{п.вых}}{\ln(w_{п.вх}/w_{п.вых})}. \quad (1.34)$$

Подсчитанное значение скорости пара и принятые характеристики струйного истечения должны обеспечить принятый нагрев основного конденсата, определяемый формулой (1.30). При расхождении принятого значения нагрева и подсчитанного по (1.30), превышающем $0,1^\circ\text{C}$, расчет повторяется при вновь принятом значении.

Для определения геометрических характеристик и потерь давления в подогревателе наряду с тепловым выполняется его гидродинамический расчет.

При отсутствии расхода пара высота слоя конденсата над тарелкой (гидродинамический уровень) определяется из выражения

$$h_{г} = w_{г}^2 / (2ga^2), \quad (1.35)$$

где a – коэффициент расхода (для отверстий диаметром 5–10 мм и при толщине листа 6–10 мм принимается равным 0,6).

При нормальной работе над тарелкой устанавливается динамический уровень, превышающий $h_{г}$ на сумму потерь давления при движении пара через струйный пучок $\Delta p_{ст}$ и потерь давления на преодоление местных сопротивлений при движении пара из одного отсека в другой $\Delta p_{м}$. Величина $\Delta p_{ст} = \frac{m}{S \sin 60} \Delta p_o$, где m – глубина струйного пучка; S – шаг отверстий в тарелке; Δp_o – гидравлическое сопротивление одного ряда струй (примерно 2 мм вод.ст.). Для определения $\Delta p_{м} = \sum \xi_m \frac{\rho w_{г}^2}{g}$ принимается, что $\sum \xi_m = 3$.

Высота переливных бортиков тарелок принимается обычно на 60–70% выше динамического уровня с учетом загрязнения и возможности перегрузки подогревателя.

При применении в подогревателе барботажных тарелок должна быть обеспечена гидродинамическая устойчивость их работы. Надежное поддержание слоя воды над тарелкой обеспечивается при скорости пара в отверстиях большей или равной минимальной и определяемой из выражения

$$w''_{\text{мин}} = 1,41 \sqrt{g/\rho''} \sqrt[4]{\sigma(\rho' - \rho'')g} \left(\frac{\rho' - \rho''}{g\sigma} \right)^{1/6} d^{2/9} h^{1/9}, \quad (1.36)$$

где d, h – диаметр отверстий и высота переливных бортиков над тарелкой.

Максимальная скорость пара, при которой обеспечивается надежное сохранение барботажного слоя, может быть определена из уравнения

$$\frac{w''_{\text{макс}} \rho''}{\sqrt{g\sigma(\rho' - \rho'')}} = 1,26 \cdot 10^9 \left(\frac{h}{\sqrt{\sigma/[g(\rho' - \rho'')]} } \right)^{0,24} \times \\ \times [\mu^2 \sqrt{g(\rho' - \rho'')}/(\sigma^{3/2} \rho')]^{1,66}. \quad (1.37)$$

В (1.36) и (1.37) все значения физических параметров принимаются при температуре насыщения пара. Высота переливных бортиков принимается равной 60–80 мм, а диаметр отверстий – 6–8 мм.

1.9. Пример теплового расчета подогревателя высокого давления

Общие данные. В качестве примера рассмотрим расчет регенеративного подогревателя №8 блока К-500-240. Порядок расчета изложен в соответствии с [5].

Исходные данные приняты в соответствии с [6]. Параметры греющего пара: давление $p_{\text{п}} = 3,89$ МПа; температура $t_{\text{п}} = 295$ °С; энтальпия $h_{\text{п}} = 2945$ кДж/кг; давление пара в собственно подогревателе $p'_{\text{п}} = 3,84$ МПа; температура насыщения $t_{\text{с.п}}^{\text{н}} = 248$ °С; энтальпия конденсата пара за собственно подогревателем $h_{\text{с.п}}^{\text{н}} = 1076,1$ кДж/кг; энтальпия пара, поступающего в собственно подогреватель, $h'_{\text{п}} = 2802$ кДж/кг; температура пара $t'_{\text{п}} = 262,2$ °С.

Параметры питательной воды: давление $p_{\text{п.в}} = 32$ МПа; температура на входе в охладитель конденсата $t_{\text{в}} = 195,6$ °С; энтальпия воды на входе в охладитель конденсата $h_{\text{в}} = 834,4$ кДж/кг; температура конденсата на выходе из охладителя $t_{\text{др}} = 210,1$ °С; энтальпия $h_{\text{др}} = 897,7$ кДж/кг; энтальпия конденсата ПВД-9 $h_{\text{др9}} = 1065,9$ кДж/кг; расход его $D_{\text{п9}} = 28,841$ кг/с.

Расчетная схема подогревателя показана на рис. 1.10,а. В охладитель конденсата поступает часть питательной воды с расходом 60 кг/с (14,3%). Через собственно подогреватель проходит 420 кг/с воды. Расход

воды через пароохладитель принят равным 70% расхода пара, поступающего в подогреватель.

Расход пара, поступающего в подогреватель обычно известен из расчета тепловой схемы или определяется из уравнения теплового баланса при заданных параметрах:

$$D_{\Pi}(h_{\Pi} - h_{\text{др}})\eta_{\Pi} = G_{\text{п.в}}(h_{\text{с.п}} - h_{\text{в}}).$$

Энтальпия воды на выходе из собственно подогревателя определяется при $p_{\text{п.в.}} = 32$ МПа и температуре $t''_{\text{с.п}} = t'_{\text{с.п}} - \vartheta$. При значении $\vartheta = 4,5^{\circ}\text{C}$ имеем $t''_{\text{с.п}} = 248 - 4,5 = 243,5^{\circ}\text{C}$ и $h''_{\text{с.п}} = 1051,9$ кДж/кг.

Расход пара, поступающего в подогреватель,

$$D_{\Pi} = \frac{420(1051,9 - 834,4)0,99}{2802 - 897,7} = 47,481 \text{ кг/с.}$$

Используя полученный расход пара, определяют температуру воды на выходе из охладителя конденсата, на входе в собственно подогреватель и на выходе из охладителя пара. Из уравнения теплового баланса для охладителя конденсата (дренажа)

$$D_{\Pi}(h''_{\text{с.п}} - h_{\text{др}}) + D_{\Pi.9}(h_{\text{др.9}} - h_{\text{др}}) = G_{\text{о.д}}(h_{\text{о.д}} - h_{\text{в}})/\eta_{\Pi}.$$

Отсюда

$$\begin{aligned} h''_{\text{о.д}} &= h_{\text{в}} + \frac{D_{\Pi}(h''_{\text{с.п}} - h_{\text{др}}) + D_{\Pi.9}(h_{\text{др.9}} - h_{\text{др}})}{G_{\text{о.д}}}\eta_{\Pi} = \\ &= 834,4 + \frac{47,491(1076,1 - 897,7) + 28,841(1065,9 - 897,7)}{60} = \\ &= 1056,5 \text{ кДж/кг} \\ \text{и } t''_{\text{о.д}} &= 244^{\circ}\text{C.} \end{aligned}$$

Энтальпия воды на входе в собственно подогреватель

$$\begin{aligned} h'_{\text{с.п}} &= h_{\text{в}} + \frac{G_{\text{о.д}}(h''_{\text{о.д}} - h_{\text{в}})}{G_{\text{п.в}}} = \\ &= 834,4 + \frac{60(1056,5 - 834,4)}{420} = 866,1 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Температура воды на входе в собственно подогреватель $t'_{\text{с.п}} = 203^{\circ}\text{C}$.

Энтальпия воды на выходе из охладителя пара (при расходе $G_{\text{о.п}} = 0,7D_{\Pi} = 33,24$ кг/с)

$$\begin{aligned} h''_{\text{о.п}} &= h''_{\text{с.п}} + \frac{D_{\Pi}(h_{\Pi} - h'_{\Pi})}{G_{\text{о.п}}}\eta = \\ &= 1051,9 + \frac{47,491(2945 - 2802)}{33,24}0,99 = 1254,17 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Температура на выходе из охладителя пара $t'_{o.п} = 283,5^\circ \text{C}$.

По балансу теплоты (1.3)–(1.5) тепловая нагрузка охладителя конденсата $Q_{o.д} = 13\,326 \text{ кВт}$, охладителя пара $Q_{o.п} = 6723,5 \text{ кВт}$ и собственно подогревателя $Q_{с.п} = 81\,964,7 \text{ кВт}$.

Расчет собственно подогревателя. Среднелогарифмическая разность температур в подогревателе по (1.6)

$$\Delta t_{cp} = \frac{(248 - 203) - (248 - 243,5)}{\ln \frac{248 - 203}{248 - 243,5}} = 17,6^\circ \text{C}.$$

Для определения коэффициента теплоотдачи от стенок труб к воде необходимо установить режим движения ее. Скорость воды в трубах подогревателя принимается в пределах 1,3–1,8 м/с. Для скорости 1,5 м/с и соответствующих средней температуре воды $t_r = (243,5 + 203)/2 = 223,25^\circ \text{C}$ параметрах [$\nu = 0,147 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\lambda = 64,1 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{с})$; $Pr = 0,885$] значение числа $Re = 32,65 \cdot 10^4$.

Коэффициент теплоотдачи α_2 для этих условий определяется из зависимости (1.11), где сомножителем, взятым в скобки, пренебрегли из-за его малости:

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= 0,023 \frac{\lambda}{d} Re^{0,8} Pr^{0,4} = \\ &= 0,023 \frac{64,1 \cdot 10^{-2}}{0,032} (32,65 \cdot 10^4)^{0,8} \times 0,885^{0,4} = 17632 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}). \end{aligned}$$

Термическое сопротивление стенки труб $R_{ст} = \delta_{ст}/\lambda_{ст} = 5,36 \cdot 10^{-5}$. Значение коэффициента b в формуле (1.19) при $t_{ст}^{cp} = 1/2(t_n + t_r) = (248 + 223,25) \cdot 1/2 = 235,6^\circ \text{C}$ равно 7932, т.е. $q = 7932 \Delta t_1^{-0,75}$, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$. В соответствии с (1.20) и полученными значениями α_2 , $R_{ст}$ и α_1 имеем

$$\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 = 6,5 \cdot 10^{-6} q^{4/3} + 5,36 \cdot 10^{-5} q + 5,67 \cdot 10^{-5} q.$$

Принимая различные значения q , строим зависимость $\Delta t = f(q)$ по типу кривой на рис. 1.16, из которой следует, что при $\Delta t = 17,6^\circ \text{C}$ $q = 52 \cdot 10^3 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Коэффициент теплопередачи в собственно подогревателе в этих условиях

$$k_{с.п} = 52 \cdot 10^3 / 17,6 = 2954 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}).$$

Площадь поверхности нагрева собственно подогревателя

$$F_{с.п} = 81964,7 \cdot 10^3 / (2954 \cdot 17,6) = 1576 \text{ м}^2.$$

Практически площадь поверхности нагрева должна быть несколько выше за счет возможности загрязнений поверхности, коррозии и т.п. Принимаем $F_{с.п} = 1584 \text{ м}^2$.

При принятой скорости воды в трубах число спиралей собственно подогревателя

$$N = \frac{G_{п.в} v}{0,785 w d_{пн}^2} = \frac{420 \cdot 0,001215}{0,785 \cdot 1,5 \cdot 0,022} = 895 \text{ шт.}$$

Практически число спиралей принимается кратным произведению числа секций и числа рядов в каждой секции, т.е. $6 \times 12 = 72$. Тогда $N = 864$ шт. Длина каждой спирали в этом случае

$$l = \frac{1584}{864\pi \cdot 0,032} = 18 \text{ м.}$$

В заключение теплового расчета собственно подогревателя рекомендуется уточнить температуру, при которой были определены физические параметры:

$$t_{ст} = t_{п} - t_1 = 248 - 12,26 = 235,74^\circ\text{C.}$$

Отклонение от принятого значения $t_{ст}$ равно $0,14^\circ\text{C}$, что вполне допустимо.

Тепловой расчет охладителя пара. Тепловая нагрузка охладителя пара $Q_{о.п} = 6723,5$ кВт. Расход пара $D_{п} = 47,491$ кг/с, а расход питательной воды $G_{п.в} = 33,24$ кг/с.

Если размеры спиралей охладителей пара такие же, как и в собственно подогревателе, то площадь сечения для прохода пара $F = l \cdot 0,004\beta = 18 \cdot 0,004 \cdot 0,98 = 0,071\text{м}^2$. (Здесь $\beta = 0,98$ учитывает часть длины труб, участвующей в теплообмене, а $0,004$ – расстояние между трубами).

При двух потоках скорость пара в охладителе

$$w_{п} = D_{п}v/(2F) = 47,491 \cdot 0,05889/(2 \cdot 0,071) = 19,7 \text{ м/с,}$$

где v – средний удельный объем пара при его средней температуре.

Эквивалентный диаметр $d_э = 4F/p = 4 \cdot 0,071/2 = 0,142\text{м}$ Число Рейнольдса $Re = w_{п}d_э/\nu_{п} = 19,72 \cdot 0,142/(8,34 \cdot 10^{-7}) = 3,34 \cdot 10^6$, т.е. значение коэффициента теплоотдачи от пара к стенке труб следует определять из выражения (1.14):

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 0,027 \frac{\lambda_{п}}{d_э} Re^{0,84} Pr^{0,4} = \\ &= 0,027 \frac{0,0548 \cdot (3,34 \cdot 10^6)^{0,84} \cdot 1,157^{0,4}}{0,008} = 5260 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \end{aligned}$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки труб к воде определяется из выражения (1.10). Физические параметры при этом определяются при $t_{ср} = (283,5 + 243,5)/236,5^\circ\text{C}$ и $p_{п.в} = 32$ МПа.

Скорость воды в трубах при двухпоточной схеме принимаем равной 1,5 м/с, а диаметр трубок – 32 × 6 мм. Тогда $Re = 1,5 \cdot 0,02 / (0,63 \cdot 10^{-5}) = 184\,040$ и из (1.10)

$$\alpha_2 = 0,023 \frac{0,599}{0,02} (184\,040)^{0,8} 1,032^{0,4} = 11\,580 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплопередачи [см. (1.7)]

$$k_{o.n} = 1 / \left(\frac{1}{25\,260} + \frac{0,032\,32}{246,6\,20} + \frac{1}{11\,580} \frac{32}{20} \right) = 1336 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где $32/20 = d_n/d_{вн}$ учитывает вид теплопередающей стенки (стенка цилиндрическая).

Средний температурный напор в охладителе пара по (1.6)

$$\Delta t_{o.n} = \frac{(262,2 - 239,2) - (295 - 283,5)}{(262,2 - 239,2)/(295 - 283,5)} = 18,1^\circ\text{C}.$$

Площадь поверхности нагрева охладителя пара по (1.8)

$$F_{o.n} = \frac{6723,5 \cdot 10^3}{18,1 \cdot 1336} = 278 \text{ м}^2.$$

Число змеевиков охладителя пара по (1.24) с учетом β :

$$N = \frac{F}{\beta l \pi d_n} = \frac{278}{0,98 \cdot 18 \cdot 3,14 \cdot 0,032} = 182 \text{ шт.}$$

Расчет охладителя конденсата. Тепловая нагрузка охладителя конденсата $Q_{o.д} = 13\,326$ кВт. Средняя температура конденсата в межтрубном пространстве

$$t_k^{cp} = \left(\frac{28,841 \cdot 245,8 + 47,491 \cdot 248}{76,332} + 210,1 \right) \cdot 0,5 = 228,6^\circ\text{C}.$$

Площадь сечения для прохода конденсата в охладителе принимаем такой же, как и в охладителе пара, т.е. $0,071 \text{ м}^2$. Тогда скорость конденсата в межтрубном пространстве

$$w_k = 76,33 \cdot 0,001302 / 0,071 = 1,39 \text{ м/с}.$$

Значение числа Рейнольдса при найденной скорости равно 84 859, а коэффициент теплоотдачи из (1.10)

$$\alpha_1 = 0,023 \frac{0,596}{0,008} 84859^{0,8} \cdot 0,87^{0,4} = 11\,459,68 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Средняя разность температур воды в трубах охладителя

$$t_{o.д}^{cp} = (195,6 + 203)/2 = 199,3^\circ\text{C}.$$

Значение коэффициента теплопередачи от стенки к воде определяем при скорости $w_b = 2$ м/с и физических параметрах, соответствующих $t_{o,д}^{cp} = 199,3$ °C:

$$\alpha_2 = 0,023 \frac{\lambda}{d} Re^{0,8} Pr^{0,4} =$$

$$= 0,023 \frac{0,601}{0,022} \left(\frac{2 \cdot 0,002}{0,158 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} 0,93^{0,4} = 13\,828 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Расчетное значение $\alpha_{2p} = 1,132 \cdot 13\,828 = 15\,654 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$

Коэффициент теплопередачи в охладителе конденсата

$$k_{o,д} = 1 / \left(\frac{1}{11\,459} + \frac{0,032\,32}{246,6\,22} + \frac{1}{16\,654\,20} \right) = 3152 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Средний температурный напор в охладителе

$$\Delta t_{o,д} = \frac{(247,15 - 195,6) - (210 - 203)}{(247,15 - 195,6)/(210 - 203)} = 22,3^\circ\text{C}.$$

Площадь поверхности теплообмена охладителя конденсата

$$F_{o,д} = 13326 \cdot 10^3 / (3152 \cdot 22,3) = 189,5 \text{ м}^2.$$

Таким образом, в результате расчета получено: $F_{o,п} = 278 \text{ м}^2$; $F_{c,п} = 1584 \text{ м}^2$ и $F_{o,д} = 189,5 \text{ м}^2$.

1.10. Пример теплового расчета подогревателя низкого давления

Исходные данные к расчету: давление греющего пара $p_{г} = 0,089$ МПа; температура пара $t_{г} = 138$ °C; температура насыщения $t_{н} = 96$ °C; энтальпия греющего пара $h_{г} = 2760$ кДж/кг; давление нагреваемого конденсата $p_{к} = 2,35$ МПа; температура конденсата на входе в подогреватель $t_{вх} = 55$ °C; энтальпия конденсата $h_{вх} = 235$ кДж/кг; расход конденсата $G_{к} = 151$ кг/с.

Принимаем недогрев воды в подогревателе до температуры насыщения греющего пара равным 2 °C. Тогда температура конденсата на выходе из подогревателя $t_{вых} = t_{н} - \vartheta = 96 - 2 = 94$ °C и энтальпия $h_{вых} = 398$ кДж/кг.

Расход греющего пара, поступающего в подогреватель, из уравнения теплового баланса

$$D_{г} = G_{к} \frac{h_{вых} - h_{вх}}{(h_{г} - h_{н})\eta_{п}} = 151 \frac{398 - 235}{(2760 - 402) \cdot 0,98} = 10,65 \text{ кг/с}.$$

Количество теплоты, передаваемое греющим паром в подогревателе,

$$Q = D_{г}(h_{г} - h_{н})\eta_{п} = 10,65(2760 - 402) \cdot 0,98 = 24,7 \cdot 10^6 \text{ Вт}.$$

Требуемая площадь поверхности теплообмена может быть определена из уравнения теплопередачи:

$$F = Q/k\Delta t.$$

Значение температурного напора при принятых исходных данных

$$\begin{aligned}\Delta t &= (\Delta t_6 - \Delta t_m) / \ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} = \\ &= [(96 - 55) - (96 - 94)] / \ln \frac{96 - 55}{96 - 94} = 10,6^\circ\text{C}.\end{aligned}$$

Коэффициент теплопередачи для подогревателей с U-образными латунными трубами обычно равен $2,5\text{--}3 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Примем в первом приближении значение коэффициента теплопередачи равным $2,7 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Требуемая площадь поверхности в этом случае

$$F = 24,7 \cdot 10^3 / (2,7 \cdot 10,6) = 863 \text{ м}^2.$$

С учетом площади поверхности предварительно принимаются основные размеры подогревателя. Подогреватель выполняется с одной трубной доской и U-образными латунными трубами диаметром $16 \times 0,75 \text{ мм}$. Приняв шахматное расположение труб ($S_1 = 22 \text{ мм}$ и $S_2 = 19 \text{ мм}$) с коэффициентом заполнения трубной доски $\eta_{\text{тр}} = 0,48$ и скорость движения воды в трубах $w_{\text{в}} = 0,8 \text{ м/с}$, можно определить число параллельных труб по ходу воды:

$$z_1 = \frac{4G_{\text{к}}v_{\text{к}}}{w_{\text{в}}\pi d_{\text{вн}}^2} = \frac{4 \cdot 151 \cdot 0,00103}{0,8 \cdot 0,0145^2} = 1230 \text{ шт.}$$

При четырехходовом движении воды общее число трубных концов, развальцованных в трубной доске, $z = 4z_1 = 4920 \text{ шт.}$

Площадь трубной доски, занятая трубами,

$$F_{\text{тр}} = z \frac{\pi d_{\text{н}}^2}{4} \frac{1}{\varepsilon} = 4920 \cdot \frac{\pi \cdot 0,016^2}{4} \cdot \frac{1}{0,48} = 2,05 \text{ м}^2,$$

а средняя длина труб

$$l = \frac{F}{2z_1\pi d_{\text{н}}} = \frac{863}{2 \cdot 1230 \cdot \pi \cdot 0,016} = 6,98 \text{ м.}$$

Средняя активная длина труб для отдельных отсеков подогревателя определяется по формуле

$$H = \frac{\sum H_i^2}{\sum H_i} = \frac{1^2 + 1,75^2 + 1,5^2 + 1,79^2 + 1,04^2}{1 + 1,75 + 1,5 + 1,79 + 1,04} = 1,5 \text{ м.}$$

Для определения коэффициента теплоотдачи от конденсирующего пара к стенке труб необходимо сначала установить режим движения пленки конденсата.

Значение числа Рейнольдса для пленки конденсата на нижней кромке поверхности

$$Re = \frac{QH}{r\rho'\nu} = \frac{24,7 \cdot 1,5 \cdot 10^6}{2265 \cdot 961 \cdot 0,307} = 53,8.$$

Поскольку $Re < Re_{кр} = 100$, то средний коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенкам труб [см. (4.7)]

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 1,01\lambda(g/\nu^2)^{1/3} Re^{-1/3} = \\ &= 1,01 \cdot 0,683 \left(\frac{9,81}{0,307 \cdot 10^{-12}} \right)^{1/3} \cdot 53,8^{-1/3} = 5786 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \end{aligned}$$

Физические параметры конденсата, движущегося внутри труб, принимаются при следующем значении температуры:

$$t = (t_{вх} + t_{вых})/2 = (55 + 94)/2 = 75^\circ\text{С}.$$

Число Рейнольдса в этом случае

$$Re_{ж} = w_{ж} d_{вн} / \nu_{ж} = 0,8 \cdot 0,0145 / (0,392 \cdot 10^{-6}) = 29591.$$

Следовательно, $Re_{ж} > Re_{кр}$, т.е. режим движения конденсата турбулентный. При $t_{ж} \approx t_{ст} \approx 75^\circ\text{С}$ $Pr_{ст} \approx Pr_{ж} = 2,37$, а $\epsilon_{в} = 1$, тогда

$$Nu_{ж} = 0,021 \cdot 29591^{0,8} \cdot 2,37^{0,43} = 114,88.$$

Средний коэффициент теплоотдачи от стенки труб к конденсату

$$\bar{\alpha}_2 = \overline{Nu_{ж}} \lambda_{ж} / d = 114,88 \cdot 0,672 / 0,0145 = 5324 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{1/5768 + 0,00075/107 + 1/5324} = 2732 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Погрешность полученного значения k составляет 1%, что допустимо.

1.11. Пример теплового и гидравлического расчета подогревателя смешивающего типа

В качестве примера рассмотрим расчет подогревателя низкого давления №1 турбины К-300-240.

Исходные данные к расчету: давление пара в подогревателе $p_{п} = 0,0167$ МПа; энтальпия пара $h_{п} = 2495$ кДж/кг; температура основного конденсата на входе $t_{вх} = 29,1^\circ\text{С}$; энтальпия конденсата на входе $h_{вх} = 121,8$ кДж/кг; расход конденсата $G_{к} = 186,1$ кг/с.

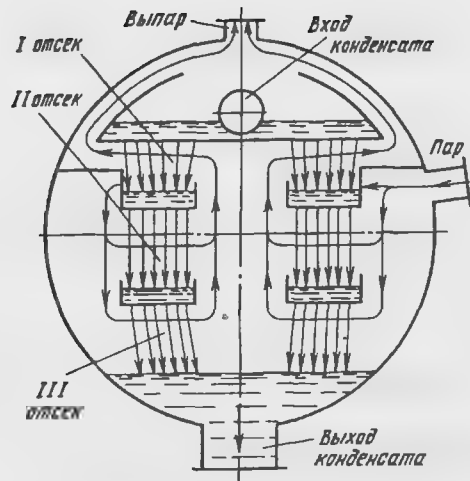


Рис. 1.17. Расчетная схема подогревателя горизонтального смешивающего типа

Расчетная схема подогревателя приведена на рис. 1.17. Количество теплоты, воспринимаемое основным конденсатом,

$$Q_k = G_k(h_{\text{вых}} - h_{\text{вх}}) = 186,1(235,7 - 121,8) \cdot 10^{-3} = 21,196 \text{ МВт},$$

где значение $h_{\text{вых}}$ принято при условии полного отсутствия недогрева конденсата до температуры насыщения пара.

Расход пара, поступающего в подогреватель определяем при условии, что выпар его составляет 0,5 кг на 1 т основного конденсата, при этом теплота выпара П2 используется в П1.

Из расчета П2 теплота выпара $Q_{в2} = 0,253 \text{ МВт}$, а теплота выпара П1

$$Q_{в1} = 0,0005 \cdot 186,1 \cdot 2495 \cdot 10^{-3} = 0,232 \text{ МВт}.$$

Тогда расход греющего пара, поступающего в подогреватель,

$$D_{\text{п}} = \frac{21,196 + 0,232 - 0,253}{2495 - 235,7} = 9,373 \text{ кг/с}.$$

При принятой конструктивной схеме подогревателя принимаем расстояния между тарелками $l_1 = 0,38 \text{ м}$, $l_2 = 0,5 \text{ м}$ и $l_3 = 0,48 \text{ м}$, высоту подпора воды на тарелках при расчетной нагрузке – $h = 0,125 \text{ м}$ и диаметр отверстий $d = 8 \text{ мм}$.

Скорость истечения воды из отверстий верхней тарелки

$$w_{в1} = a\sqrt{2gh} = 0,6\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,125} = 0,94 \text{ м/с}.$$

Необходимое число отверстий в тарелке

$$n = \frac{G_k v_k}{0,785 d^2 w_{в1}} = \frac{186,1 \cdot 0,00101}{0,785 \cdot 0,008^2 \cdot 0,94} = 3980 \text{ шт.}$$

При шахматном расположении отверстий с шагом $S_1 = S_2 = 2,5d = 0,02$ м необходимая площадь тарелки

$$F = nS_1S_2 \sin 60 = 3980 \cdot 0,02^2 \cdot 0,866 = 1,38 \text{ м}^2.$$

Из конструктивных соображений принимаем, что ширина струйного пучка первого отсека на входе и выходе потока пара одинакова: $L_{\text{вх}} = L_{\text{вых}} = 4$ м.

Предварительно считаем, что нагрев конденсата в первом струйном отсеке составит $13,1^\circ \text{C}$. Тогда температура конденсата на входе во второй отсек $t_2 = 29,1 + 13,1 = 42,2^\circ \text{C}$ (энтальпия $h_2 = 176,7$ кДж/кг).

Количество сконденсированного пара в первом отсеке в этом случае

$$D_{\text{п1}} = \frac{G_{\text{к}}(h_2 - h_{\text{вх}})}{h_{\text{п}} - h_2} = \frac{186,1(176,7 - 121,8)}{2495 - 176,7} = 4,407 \text{ кг/с}.$$

Скорость пара на входе в струйный отсек

$$w_{\text{п.вх}} = \frac{D_{\text{п1}} + D_{\text{в1}}v''}{l_1 L_{\text{вх}}} = \frac{(4,407 + 0,0005 - 186,1) \cdot 9}{0,38 \cdot 4} = 26,64 \text{ м/с},$$

а на выходе из отсека

$$w_{\text{п.вых}} = \frac{D_{\text{в1}}v''}{l_1 L_{\text{вых}}} = \frac{0,0005 \cdot 186,1 \cdot 9}{0,38 \cdot 4} = 0,55 \text{ м/с}.$$

Средняя скорость пара в струйном отсеке

$$\begin{aligned} w_{\text{п.ср}} &= (w_{\text{п.вх}} - w_{\text{п.вых}}) / \ln \frac{w_{\text{п.вх}}}{w_{\text{п.вых}}} = \\ &= (26,64 - 0,55) / \ln \frac{26,64}{0,55} = 6,73 \text{ м/с}. \end{aligned}$$

С учетом опыта эксплуатации принимаем, что расход воздуха в первом отсеке составляет $0,0055$ кг/с. Тогда расход паровоздушной смеси на входе в отсек $D_{\text{см.вх}} = D_{\text{п1}} + D_{\text{в1}} + 0,0055 = 4,5055$ кг/с, а на выходе из отсека $D_{\text{см.вых}} = D_{\text{в.1}} + 0,0055 = 0,0985$ кг/с.

Относительное содержание неконденсирующихся газов в паровоздушной смеси на входе и выходе из отсека:

$$\begin{aligned} \Pi_{\text{вх}} &= G_{\text{возд}} / D_{\text{см.вх}} = 0,0055 / 4,5055 = 0,00122; \\ \Pi_{\text{вых}} &= G_{\text{возд}} / D_{\text{см.вых}} = 0,0055 / 0,0985 = 0,0558, \end{aligned}$$

а среднее относительное содержание неконденсирующихся газов

$$\begin{aligned} \Pi_{\text{ср}} &= (\Pi_{\text{вых}} - \Pi_{\text{вх}}) / \ln \frac{\Pi_{\text{вых}}}{\Pi_{\text{вх}}} = \\ &= (0,0558 - 0,00122) / \ln \frac{0,0558}{0,00122} = 0,0143. \end{aligned}$$

При $t_{\text{вх}} = 29,1^\circ \text{C}$ число $P_r = (5.6)$, а коэффициент поверхностного натяжения $\sigma = 0,00727 \text{ кг/м}$. Тогда из (1.30) находим значение $t_2 = 42,3^\circ \text{C}$, что весьма близко к предварительно принятому значению. Расход конденсата, поступающего во второй отсек,

$$G_{\text{к2}} = G_{\text{к}} + D_{\text{п1}} = 186,1 + 4,407 = 190,57 \text{ кг/с}.$$

Скорость истечения воды из отверстий второй тарелки при высоте подпора $0,065 \text{ м}$

$$w_{\text{в2}} = a\sqrt{2gh} = 0,6\sqrt{259,81 \cdot 0,065} = 0,678 \text{ м/с}.$$

Число отверстий в тарелке

$$n = \frac{G_{\text{к2}} v_{\text{к}}}{0,785 d^2 w_{\text{в2}}} = \frac{190,57 \cdot 0,00101}{0,785 \cdot 0,008^2 \cdot 0,678} = 5649 \text{ шт.}$$

Необходимая площадь тарелки

$$F_2 = n S_1 S_2 \sin 60 = 5649 \cdot 0,02^2 \cdot 0,866 = 1,95 \text{ м}^2.$$

Предварительно принимаем подогрев основного конденсата во втором отсеке равным $12,5^\circ \text{C}$. Тогда температура конденсата в конце второго отсека $t_{\text{к2}} = t_{\text{к1}} + \Delta t_2 = 42,3 + 12,5 = 54,8^\circ \text{C}$ (энтальпия конденсата $h_{\text{к2}} = 229,4 \text{ кДж/кг}$ и $\Delta t_2 = 52,7 \text{ кДж/кг}$).

Количество пара, сконденсированного в отсеке,

$$D_{\text{п2}} = \frac{G_{\text{к2}} \Delta h_{\text{к2}}}{h_{\text{п}} - h_{\text{к2}}} = \frac{190,57 \cdot 52,7}{2495 - 229,4} = 4,43 \text{ кг/с}.$$

В соответствии с рекомендациями ЦКТИ расход пара на выходе из отсека следует принимать равным 30 % расхода пара, поступающего в первый отсек, т.е.

$$D_{\text{п2}}^{\text{вых}} = 0,3 D_{\text{п1}}^{\text{вх}} = 0,3 \cdot 4,5 = 1,35 \text{ кг/с}.$$

Расход пара на входе в отсек

$$D_{\text{п2}}^{\text{вх}} = 1,35 + 4,43 = 5,78 \text{ кг/с}.$$

Скорость пара при ширине струйного пучка на входе $L_{\text{вх2}} = 5,2 \text{ м}$

$$w_{\text{п2}}^{\text{вх}} = \frac{D_{\text{п2}}^{\text{вх}} v''}{l_2 L_{\text{вх2}}} = \frac{5,78 \cdot 9}{0,5 \cdot 5,2} = 20 \text{ м/с}.$$

Ширина струйного пучка на выходе пара из отсека равна $3,6 \text{ м}$. Тогда скорость пара на выходе из отсека

$$w_{\text{п2}}^{\text{вых}} = \frac{D_{\text{п2}}^{\text{вых}} v''}{l_2 L_{\text{вых}}} = \frac{1,35 \cdot 9}{0,5 \cdot 3,6} = 6,8 \text{ м/с}.$$

Средняя скорость в отсеке

$$w_{п2}^{cp} = (w_{п2}^{вх} - w_{п2}^{вых}) / \ln w_{п2}^{вх} / w_{п2}^{вых} = (20 - 6,8) / \ln \frac{20}{6,8} = 12,23 \text{ м/с.}$$

Используя (1.30), находим расчетное значение

$$\begin{aligned} \lg \frac{t_{п} - t_{к1}}{t_{п} - t_{к2}} &= 0,053 \frac{l(1 - \Pi)}{Pr^{0,62}} \sqrt[3]{\left(\frac{w_{п2}^{cp}}{w_{в}}\right)^2 \frac{\rho_{пг}}{\sigma d}} = \\ &= \lg \frac{56,3 - 42,3}{56,3 - t_{к2}} = 0,053 \frac{0,5}{4,1^{0,62}} \sqrt[3]{\left(\frac{12,23}{0,678}\right)^2 \frac{0,111 \cdot 9,81}{0,00706 \cdot 0,008}}. \end{aligned}$$

отношения Π для второго и третьего отсеков может быть принято равным единице, а значения Pr и σ определены при температуре $t_{к1}$, а $t_{к2} = 56,4 - 1,6 = 54,8^\circ \text{C}$ (энтальпия $h_{к2} = 229,4 \text{ кДж/кг}$).

С учетом конденсации пара во втором отсеке расход конденсата через третью тарелку

$$G_{к3} = G_{к2} + D_{п2} = 190,507 + 4,43 = 194,947 \text{ кг/с.}$$

Принимаем высоту слоя воды над третьей тарелкой $h = 0,06 \text{ м}$, тогда скорость истечения конденсата через отверстия

$$w_{в3} = 0,6 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,06} = 0,65 \text{ м/с.}$$

Число отверстий в тарелке

$$n = \frac{G_{к3} v_{к}}{0,785 d^2 w_{в3}} = \frac{194,947 \cdot 0,00101}{0,785 \cdot 0,008 \cdot 0,65} = 6029 \text{ шт.}$$

Предварительно считаем, что подогрев основного конденсата в подогревателе равен $0,1^\circ \text{C}$, т.е. подогрев в третьем отсеке составляет $1,4^\circ \text{C}$, тогда $t_{к3} = t_{к2} + \Delta t_{к3} = 54,8 + 1,4 = 56,2^\circ \text{C}$ ($h_{к3} = 235,3 \text{ кДж/кг}$).

Количество пара, сконденсированного в третьем отсеке,

$$D_{п3} = \frac{G_{к3} \Delta h_{к3}}{h_{п} - h_{к3}} = \frac{194,947(235,3 - 229,4)}{2495 - 235,3} = 0,51 \text{ кг/с.}$$

Расход пара на входе в отсек

$$D_{п3}^{вх} = D_{п3} + D_{п3}^{вых},$$

где расход пара на выходе принимается равным 70% расхода пара на входе в первый отсек;

$$D_{п3}^{вых} = 0,7 D_{п3}^{вх} = 0,7 \cdot 4,5 = 3,15 \text{ кг/с.}$$

$$\text{Тогда } D_{п3}^{вх} = 0,51 + 3,15 = 3,66 \text{ кг/с.}$$

Из конструктивных соображений принимаем ширину струйного пучка третьего отсека на входе $L_{\text{вх}3} = 5,2$ м и на выходе $L_{\text{вых}3} = 3,35$ м.

В этом случае скорость пара на входе в отсек

$$w_{\text{п}3}^{\text{вх}} = \frac{D_{\text{п}3}^{\text{вх}} v''}{l_3 L_{\text{вх}3}} = \frac{3,66 \cdot 9}{0,48 \cdot 5,2} = 13,2 \text{ м/с.}$$

Скорость пара на выходе

$$w_{\text{п}3}^{\text{вых}} = \frac{D_{\text{п}3}^{\text{вых}} v''}{l_3 L_{\text{вых}3}} = \frac{3,15 \cdot 9}{0,48 \cdot 3,35} = 17,6 \text{ м/с.}$$

Средняя скорость пара в струйном пучке

$$w_{\text{п}}^{\text{ср}} = (w_{\text{п}3}^{\text{вх}} + w_{\text{п}3}^{\text{вых}})/2 = (13,2 + 17,6)/2 = 15,4 \text{ м/с.}$$

Расчетное значение температуры конденсата на выходе из отсека:

$$\lg \frac{56,3 - 54,7}{56,3 - t_{\text{к}3}} = 0,053 \frac{0,48}{3,3^{0,62}} \sqrt{\left(\frac{15,4}{0,65}\right)^2 \frac{0,111 \cdot 9,81}{0,00683 \cdot 0,008}}.$$

Отсюда $t_{\text{к}3} = 56,202$ °С.

Общий нагрев конденсата в подогревателе

$$\Delta t = t_{\text{к}3} - t_{\text{вх}} = 56,202 - 29,1 = 27,102^\circ\text{С.}$$

Общий расход пара

$$\begin{aligned} D_{\text{п}} &= D_{\text{п}1} + D_{\text{п}2} + D_{\text{п}3} + D_{\text{в}} = \\ &= 4,407 + 4,43 + 0,51 + 0,093 = 9,44 \text{ кг/с.} \end{aligned}$$

ГЛАВА 2

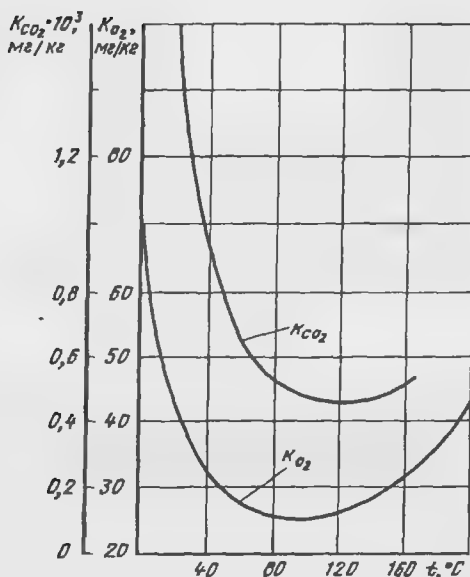
ДЕАЭРАТОРЫ

2.1. Основы процесса термической деаэрации

Углекислота и кислород, растворимые в питательной воде, способствуют коррозии конструкционных материалов. Углекислота непосредственно не вызывает коррозию, однако ее присутствие активизирует этот процесс. Наличие кислорода в воде сказывается на процессе электрохимической коррозии. В основном кислород ускоряет процесс коррозии, хотя при определенных условиях может тормозить его. Присутствие кислорода, углекислоты, как и других газов в питательной воде и в паре крайне нежелательно, поэтому необходима возможно более полная деаэрация питательной воды.

Деаэрации подвергается весь поток питательной воды, добавочные воды цикла, теплосети (подпитка), питательная вода испарителей и паропреобразователей. На электростанциях нашей страны и за рубежом

Рис. 2.1. Значения коэффициента растворимости для кислорода и диоксида углерода



наиболее широкое распространение получил метод термической деаэрации воды.

Термическая деаэрация – это процесс десорбции газа, при котором происходит переход растворенного газа из жидкости в находящийся с ней в контакте пар. Наличие такого процесса возможно при соблюдении законов равновесия между жидкой и газовой фазами. Совместное существование этих двух фаз возможно только при условии динамического равновесия между ними, которое устанавливается при длительном их соприкосновении. При динамическом равновесии (при определенных давлении и температуре) каждому составу одной из фаз соответствует равновесный состав другой фазы.

В соответствии с законом Генри при равновесии растворимость газа пропорциональна его парциальному давлению в среде на границе контакта фаз:

$$c_r = k_r p_r = k_r (p_{\text{общ}} - p_{\text{H}_2\text{O}}), \quad (2.1)$$

где c_r – массовая концентрация (растворимость) газа в воде, мг/кг; k_r – коэффициент растворимости газа, мг/(кг · МПа); $p_{\text{общ}}$ – суммарное давление газа и водяных паров, МПа; $p_{\text{H}_2\text{O}}$ – парциальное давление водяных паров, МПа.

Значения k_r для кислорода и диоксида углерода для различных температур приведены на рис. 2.1. Уравнение (2.1) справедливо только при равновесии фаз. Поэтому доведение воды до состояния кипения, когда $p_{\text{общ}} = p_{\text{H}_2\text{O}}$, не является достаточным для полного удаления из нее растворимых газов.

Удаление газов при термической деаэрации происходит в результате

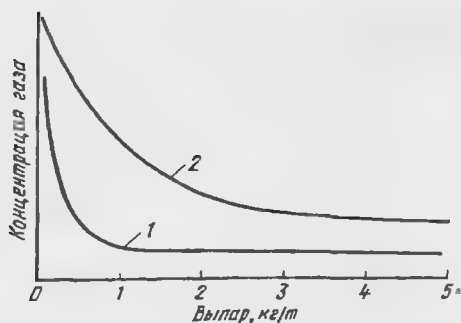


Рис. 2.2. Влияние выпара на эффективность процесса деаэрации:
1 — остаточное содержание O_2 ; 2 — остаточное содержание CO_2

диффузии и дисперсного выделения их. При этом должны быть созданы условия перехода газов из воды в паровое пространство. Одним из таких условий является увеличение площади поверхности контакта воды с паром, чтобы максимально приблизить частицы потока деаэрируемой воды к поверхности раздела фаз. Это достигается дроблением потока воды на тонкие струи, капли или пленки, а также при барботаже пара через тонкие слои воды.

Положительно сказывается на процессе деаэрации увеличение средней температуры деаэрируемой воды, так как при этом снижается вязкость ее и поверхностное натяжение и увеличивается диффузия газов. В то же время эффективное удаление газа из воды также не является достаточным для эффективной деаэрации. Выделившийся из воды газ находится на поверхности жидкости или в непосредственной близости от нее и при незначительном снижении температуры воды или повышении ее давления газ вновь поглощается водой.

Эффективная деаэрация достигается при полном отводе выделившихся газов за счет непрерывной вентиляции и вывода их из деаэратора. Газ из деаэратора отводится вместе с паром, который называют выпаром. Значение выпара оказывает существенное влияние на эффект деаэрации. Для деаэраторов повышенного давления влияние выпара на эффективность деаэрации показано на рис. 2.2.

Таким образом, количество пара, подводимого к деаэратору, должно обеспечивать поддержание состояния кипения деаэрируемой воды и оптимальный выпар, а гидравлическая нагрузка деаэратора должна быть такой, чтобы динамическое воздействие потока пара было преобладающим на границе фаз.

2.2. Типы деаэраторов и их конструкции

Применяемые на ТЭС деаэраторы различают по рабочему давлению, при котором происходит выделение газов из воды: деаэраторы повышенного давления (0,6–1,2 МПа) типов ДСП-1600, ДСП-1000 и других с подогревом воды на 10–40 °С; деаэраторы атмосферные (с давлением 0,12 МПа) типов ДА-300, ДА-150 и других с подогревом воды на

10–50 °С и деаэраторы вакуумные (с давлением 0,0075–0,05 МПа) типов ДВ-2400, ДВ-2000 и других с подогревом воды на 15–25 °С (числа в типоразмерах указывают производительность, т/ч).

Под номинальной производительностью деаэратора понимается расход всех потоков воды, подлежащих деаэрации и количество сконденсировавшегося в деаэраторе пара.

Деаэраторы различают также по способу контакта воды с паром: пленочные, струйные, капельные, барботажные. При этом часто используются комбинированные схемы контакта (например, струйно-барботажные).

Большинство деаэраторов выполняется в виде вертикальной цилиндрической колонки, которая размещается над баком-аккумулятором. Бак-аккумулятор предназначен в основном для аккумуляирования запаса питательной (подпиточной) воды. Кроме того в нем заканчивается процесс дегазации воды (выделение дисперсных газов и разложение бикарбонатов).

Правилами технической эксплуатации электрических станций и сетей (ПТЭ) содержание в воде растворенного кислорода нормируется: для питательной воды котлов с давлением выше 10 МПа не более 10 мкг/кг, для подпиточной воды тепловых сетей не более 50 мкг/кг. Свободная углекислота в воде после деаэратора должна отсутствовать.

На рис. 2.3 приведена колонка струйного атмосферного деаэратора. Деаэраторы такого типа широко распространены на отечественных электростанциях в комбинированных вариантах. Они просты по конструкции и имеют малое сопротивление при прохождении пара. Деаэрируемая вода подводится в верхнюю часть колонки. Дробление воды на струи осуществляется с помощью дырчатых тарелок, расположенных по высоте колонки на расстоянии 300–400 мм друг от друга. Тарелки имеют отверстия диаметром 5–7 мм, площадь которых составляет около 8% общей площади тарелки. В колонке устанавливаются тарелки двух типов с проходом пара через центральное отверстие, а также по периферии. Чередуясь между собой, тарелки обеспечивают многократное пересечение потоком пара струй деаэрируемой воды. Число устанавливаемых тарелок определяется начальным и конечным содержанием кислорода в деаэрируемой воде (обычно пять и более).

Струйное движение деаэрируемой воды обуславливает обязательную неравномерность интенсивности ее деаэрации, отнесенную к единице длины струи, что является существенным недостатком деаэраторов данного типа. Для его устранения колонки струйного типа выполняют большой высоты (3,5–4 м и более).

Важной характеристикой всех типов деаэраторов является приведенная плотность орошения (отношение расхода воды к площади поперечного сечения колонки). Для колонок струйного типа эта величина составляет 60–100 т/(м²·ч).

В настоящее время деаэрирующие устройства струйного типа с дыр-

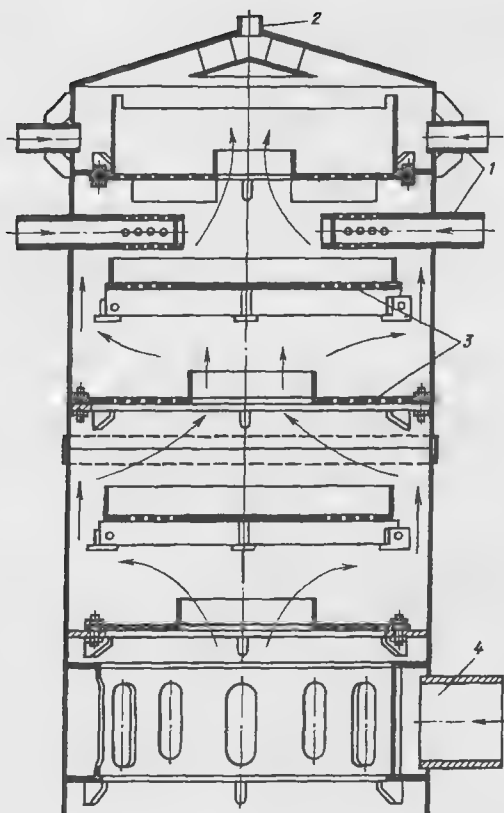


Рис. 2.3. Принципиальная схема конструкции атмосферного деаэратора струйного типа:

1 – подвод деаэрируемой воды; 2 – отвод выпара; 3 – тарелки; 4 – подвод греющего пара

чатыми тарелками широко используются в качестве первой ступени обработки воды в деаэраторах струйно-барботажного типа.

В деаэраторных колонках пленочного типа деаэрируемая вода разбивается на тонкие пленки, стекая вниз по поверхности насадки. Используется упорядоченная или неупорядоченная насадка. Упорядоченная насадка выполняется из вертикальных, наклонных или зигзагообразных листов, концентрических цилиндров, укладываемых правильными рядами колец или других элементов, обеспечивающих непрерывное направленное движение воды.

Колонка с упорядоченной насадкой позволяет работать с плотностью орошения до $300 \text{ т}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ при подогреве воды на $20\text{--}30^\circ \text{С}$. Они могут использоваться для дегазации неумягченной воды, а также воды загрязненной шламом или накипью. В то же время в них практически нельзя обеспечить равномерность распределения потока воды по насадке.

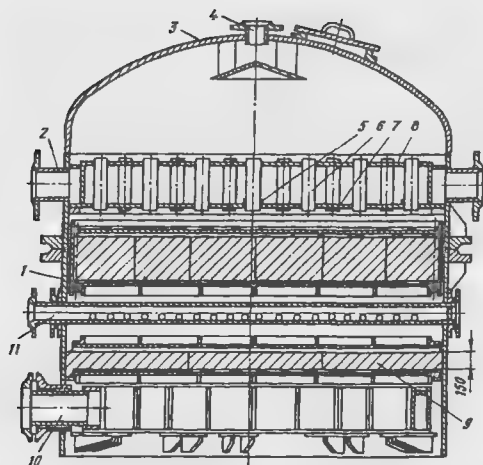


Рис. 2.4. Конструкция деаэрационной колонки пленочного типа с неупорядоченной насадкой:

1 – корпус; 2 – подвод воды; 3 – крышка; 4 – отвод выпара; 5 – отверстия для слива воды; 6 – патрубки для выпара; 7, 8 – нижний и верхний листы водораспределительной камеры; 9 – орошаемая насадка; 10 – подвод пара; 11 – подвод дренажа

Неупорядоченная насадка выполняется из отдельных элементов определенной формы, которые заполняют объем колонки. Это могут быть шары, кольца, Ω -образные элементы и т.п.

Деаэрационная колонка с неупорядоченной насадкой допускает плотность орошения $90\text{--}110 \text{ т}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ при подогреве воды на 40°C , обеспечивает более высокий коэффициент массоотдачи и соответственно меньшее остаточное содержание газа в воде. В то же время предельная гидравлическая нагрузка в этих колонках существенно ниже чем в вышерассмотренных.

Конструкция деаэрационной колонки пленочного типа с неупорядоченной насадкой приведена на рис. 2.4.

В основном, пленочные деаэраторы применяются для дегазации подпиточной воды тепловых сетей. Им присущи: большая чувствительность к перегрузкам, которые могут привести к обращенному движению воды и к гидроударам; как правило, недостаточная удельная пропускная способность на единицу площади поперечного сечения колонки, что вызывает необходимость наличия нескольких параллельно работающих колонок; гидравлические и тепловые переносы за счет смещения слоя насадки, уменьшения ее удельной площади поверхности под действием потоков воды и пара.

Наилучший эффект деаэрации достигается при использовании деаэраторов, сочетающих струйный, пленочный или капельный принцип распределения воды с барботажем.

В барботажных устройствах контакт пара с водой происходит при

дроблении ее. При этом обеспечивается интенсивная турбулизация и удельная площадь поверхности контакта фаз может достигать $1500 \text{ м}^2/\text{м}^3$. При проходе пара через слой воды происходит ее перегрев относительно температуры насыщения, соответствующей давлению в паровом пространстве над поверхностью воды. При этом пузырьки пара увлекают за собой слой воды, которая вскипает при движении вверх. Это способствует лучшему выделению из воды растворенных газов. В процессе барботажа интенсивно выделяется не только кислород, но и углекислота, которая в деаэраторах других типов полностью не удаляется из воды.

Барботажные деаэрирующие устройства компактны и хорошо сочетаются с устройствами струйного типа. Струйный отсек при этом служит лишь для нагрева воды до температуры, близкой к температуре насыщения, и для предварительной грубой ее деаэрации.

На рис. 2.5 показана конструктивная схема деаэрационной колонки струйно-барботажного типа. Предназначенная для деаэрации вода поступает в смесительное устройство 2 и через переливное устройство 3 сливается на дырчатую тарелку 4. Через отверстия дырчатой тарелки вода сливается на перепускную тарелку 5, откуда через сегментное отверстие 6 поступает на барботажную тарелку 7. На тарелке 7 вода барботируется паром, проходящим через отверстия. С этой тарелки вода переливается через порог 8 и поступает в гидрозатвор, после которого она сливается в бак-аккумулятор 12.

Пар из коллектора 13 подводится под барботажный лист. Степень перфорации барботажного листа принимается такой, чтобы под ним даже при минимальной нагрузке существовала устойчивая паровая подушка, препятствующая проходу воды через отверстия. При значительном повышении давления в паровой подушке при увеличении нагрузки (до 130 мм вод. ст.) часть пара из нее перепускается по трубе 14 в обвод барботажного листа. Это исключает нежелательное повышение уноса воды из слоя над листом. Постоянному проходу пара через трубу 14 препятствует гидрозатвор 15, который заполняется водой. Пройдя через слой воды над листом 7, пар выходит через горловину перепускной тарелки 5, омывает струи воды и подогревает ее до температуры, близкой к температуре насыщения при давлении в колонке. Здесь же происходит первичная дегазация воды. Через штуцер 17 пар и выделившиеся газы удаляются из колонки.

Эффективность работы таких деаэраторов весьма высока и они получили широкое распространение для блоков мощностью 300 МВт. Для блоков большей мощности их конструкция была несколько изменена с целью уменьшения габаритов и расширения диапазона эффективной работы барботажного устройства. Принципиальная схема колонки струйно-барботажного типа большой производительности показана на рис. 2.6.

Ввод основного потока подлежащей деаэрации воды осуществляет-

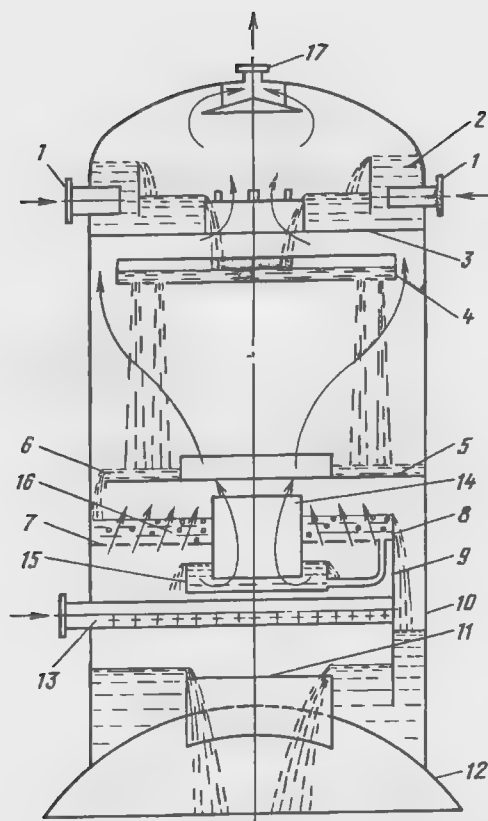


Рис. 2.5. Конструктивная схема деаэрационной колонки струйно-барботажного типа: 1 – подвод воды; 2 – смешительное устройство; 3 – переливное устройство; 4 – дырчатая тарелка; 5 – пароперепускная тарелка; 6 – сливной канал; 7 – барботажная тарелка; 8 – переливной порог; 9 – гидрозатвор; 10 – корпус; 11 – водослив; 12 – бак-аккумулятор; 13 – подвод пара; 14 – пароперепускная труба; 15 – гидрозатвор; 16 – барботажный слой; 17 – выпар

ся через штуцер 1 сверху корпуса. Это позволяет уменьшить высоту колонки и более рационально выполнить перфорацию распределительной тарелки 3. Водораспределительная тарелка 3 и водосмесительное устройство 2 в этой конструкции совмещены. Улучшение условий отвода выпара достигнуто за счет применения перфорированной трубы (коллектора). Перфорированный коллектор подвода пара установлен в переходном патрубке, соединяющем колонку с баком. Это позволило несколько сократить высоту колонки.

Существенное отличие этой колонки от рассмотренной ранее заключается в конструкции барботажного устройства. Оно разбито на три кольцевые перфорированные зоны, ограниченные снизу цилиндрическими перегородками различной высоты. При минимальной нагрузке деаэрата работает первая (внутренняя) зона барботажного устройства.

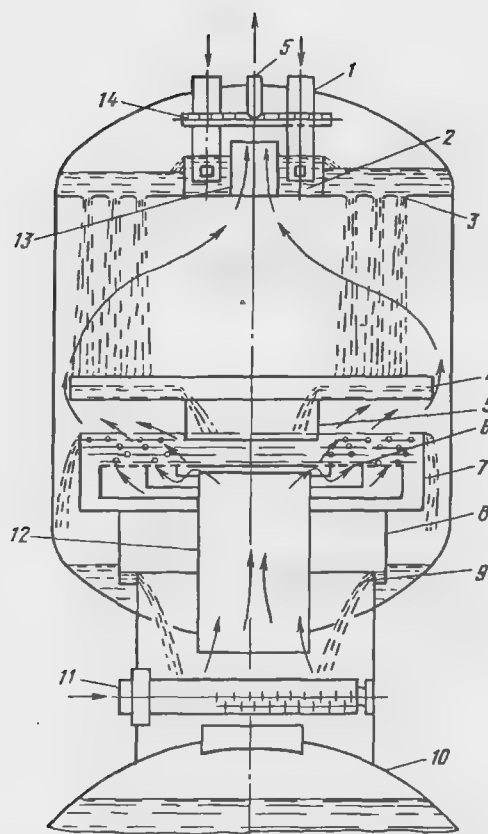


Рис. 2.6. Деаэрационная колонка струйно-барботажного типа большой производительности:

1 – подвод воды; 2 – водосмесительное устройство; 3 – водораспределительная тарелка; 4 – перепускная тарелка; 5, 8 – гидрозатворы; 6 – барботажная тарелка; 7, 9 – водослив; 10 – бак-аккумулятор; 11 – подвод пара; 12 – пароперепускная труба; 13 – перенос выпара; 14 – коллектор сбора выпара; 15 – отвод выпара

нагрузки приводит к увеличению паровой подушки и включению в работу второй, а затем и третьей зоны барботажа. Дальнейшее увеличение нагрузки приводит к тому, что часть пара проходит помимо барботажного отсека через кольцевой канал. При уменьшении нагрузки вода с барботажного листа поступает в кольцевой канал, образуемый переливным порогом 7, уровень воды в нем увеличивается и зоны перфорации перекрываются в обратном порядке. Секционирование зон перфорации позволило существенно уменьшить диапазон изменения скорости пара в отверстиях барботажного листа при изменении нагрузки. Это создает условия для эффективной и надежной работы деаэратора при переменных нагрузках.

Упрощение конструкции барботажного устройства и технологии его изготовления достигается за счет организации потоков пара и воды. Пар

в барботажном отсеке движется от центра к периферии, а в струйном отсеке – от периферии к центру. Важным также является то, что при сливе воды через гидрозатвор в бак-аккумулятор она разбрызгивается и снимает перегрев поступающего в колонку греющего пара.

Дальнейшее совершенствование деаэраторов струйно-барботажного типа направлено на уменьшение их габаритов и повышение надежности эффекта деаэрации при переменных режимах работы. Для крупных блоков были разработаны и применялись струйно-барботажные деаэраторы с горизонтальными колонками. Они удобны с точки зрения компоновки на ТЭС. Однако стесненное расположение тарелок из-за ограничений по высоте и чувствительность к отклонениям по горизонтали при установке провальных и непровальных тарелок приводило к существенным гидравлическим и тепловым перекосам и к ухудшению качества деаэрации.

2.3. Расчет и конструирование деаэрационных колонок

Целью расчета является определение размеров зоны деаэрации, обеспечивающих эффективное удаление растворенных агрессивных газов из воды. Исходными данными для расчета являются начальное и конечное содержания растворенных в деаэрируемой воде газов и расчетные характеристики потоков пара и воды в отсеках, определяемые в тепловом расчете колонки. Поэтому при определении основных размеров колонки струйного типа тепловой расчет предшествует расчету массообмена.

Расчет числа отсеков обычно ведется методом последовательного приближения до достижения требуемого остаточного содержания кислорода в деаэрируемой воде. При расчете струйно-барботажных колонок необходимо иметь в виду, что увеличение недогрева в струйных отсеках ведет к увеличению расхода пара, поступающего на барботажное устройство. Обычно недогрев воды до температуры насыщения в струйных отсеках принимается в пределах 5–10 °С.

Тепловой расчет струйных отсеков ведется последовательно для каждого, начиная с верхнего. Из теплового и материального балансов деаэратора известны значения расхода воды, суммарный расход пара, количество сконденсированного в деаэраторе пара и теплота, отводимая с выпаром и деаэрированной водой. Расчет подогрева в отсеках проводится при условии поперечного обтекания струй паром. При давлении пара выше атмосферного для расчета подогрева применима следующая зависимость:

$$\lg \frac{t_{\text{н}} - t_{\text{вх}}}{t_{\text{н}} - t_{\text{вых}}} = A \frac{L}{d_o^{0,7}} \left(\frac{W_{\text{п}}}{W_o} \right)^{0,3}, \quad (2.2)$$

где $t_{\text{н}}$ – температура насыщения при давлении в деаэраторе, °С;
 $t_{\text{вх}}$, $t_{\text{вых}}$ – температуры воды на верхней и нижней тарелках, °С;
 L , d_o – длина струй воды и диаметр отверстий тарелки, м; $W_{\text{п}}$, W_o –

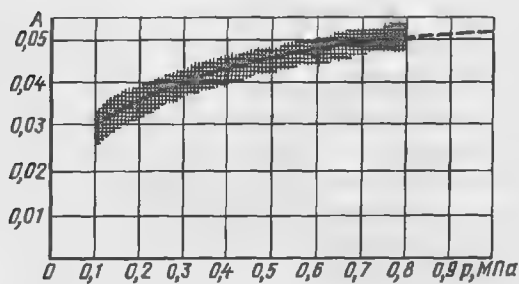


Рис. 2.7. Значения коэффициента A в зависимости от давления при подогреве воды в струях

средние скорости пара в пучке струй и истечения воды из отверстии в тарелке, м/с.

Значения коэффициента A , характеризующего теплофизические свойства воды и пара, принимаются по графику, приведенному на рис. 2.7.

Длина струй в отсеке L принимается равной расстоянию между выше расположенной тарелкой и динамическим уровнем воды $h_{\text{дин}}$ на нижней тарелке:

$$L = H - h_{\text{дин}}. \quad (2.3)$$

Динамический уровень воды на тарелке

$$h_{\text{дин}} = h_{\text{гс}} + \Delta p,$$

где $h_{\text{гс}}$ — гидростатический уровень воды, м; Δp — перепад давлений по паровой стороне между смежными отсеками, м.

Значения $h_{\text{гс}}$ и Δp уточняются в процессе гидродинамического расчета колонки. Значения L предварительно принимается равным 350–500 мм при производительности деаэратора до 400 т/ч или 800–900 мм при большей производительности с целью предотвращения интенсивного уноса капельной влаги.

Диаметр отверстий тарелки d_o принимается равным 5–8 мм при шаге 18–20 мм. Значение скорости воды на выходе из отверстий тарелки определяется из выражения

$$W_o = \varphi \sqrt{2gh_{\text{гс}}}, \quad (2.4)$$

где значения коэффициента скорости φ принимаются в пределах 0,97–0,98, а $h_{\text{гс}}$ — при номинальной нагрузке 60–80 мм.

Средняя скорость пара в струйном пучке определяется методом последовательного приближения. За начальное значение принимается $W_{\text{п}} = 0,6 \div 1$ м/с. После определения температуры воды на выходе из отсека и количества сконденсированного на струях отсека пара значение скорости пара уточняется.

Количество пара, сконденсированного в отсеке струями воды, определяется по формуле

$$G'_\Pi = \frac{G_v(h_{\text{вых}} - h_{\text{вх}})}{h_\Pi - h_{\text{вых}}}. \quad (2.5)$$

Скорости пара на входе в струйный пучок и выходе из него:

$$W_{\text{вх}} = \frac{(G'_\Pi + G'_{\text{вып}})v''}{F_{\text{вх}}}; \quad (2.6)$$

$$W_{\text{вых}} = \frac{G'_{\text{вып}}v''}{F_{\text{вып}}}, \quad (2.7)$$

где $G'_{\text{вып}}$ – расход пара на выходе из струйного пучка, включающий расход сконденсированного в смесительной камере пара. Площадь сечения для прохода пара при входе в струйный пучок

$$F_{\text{вх}} = L(\pi D_1 - n_1 d_o), \quad (2.8)$$

то же на выходе из пучка струи

$$F_{\text{вых}} = L(\pi D_2 - n_2 d_o), \quad (2.9)$$

где D_1 , D_2 – диаметры условной окружности по наружному и внутреннему диаметрам пучка, м; n_1 , n_2 – число отверстий на условных окружностях D_1 и D_2 , шт.

Средняя скорость пара в отсеке:

$$W_\Pi^{\text{ср}} = (W_{\text{вх}} + W_{\text{вых}})/2, \quad (2.10)$$

при соотношении $W_{\text{вх}}/W_{\text{вых}} > 1,25$

$$W_\Pi^{\text{ср}} = (W_{\text{вх}} - W_{\text{вых}})/\ln \frac{W_{\text{вх}}}{W_{\text{вых}}}, \quad (2.11)$$

Расхождение ранее принятой и полученной расчетом скоростями пара не должно превышать 0,1 м/с. При большей расхождении расчет повторяется при новом значении скорости.

Среднее значение скорости пара в отсеке не должно превышать предельного, при котором наступает интенсивный унос капель. Для определения предельной скорости используются зависимости, приведенные на рис. 2.8, при этом диаметр отверстий принимается равным диаметру отверстий тарелки.

Расчетное значение скорости пара в первом отсеке позволяет определить температуру воды на выходе из отсека и соответственно на входе во второй отсек. Давление пара во всех отсеках принимается в расчетах постоянным и равным номинальному, а расход воды через отсеки – с учетом конденсации пара. Для расчета выделения кислорода в отсеке с

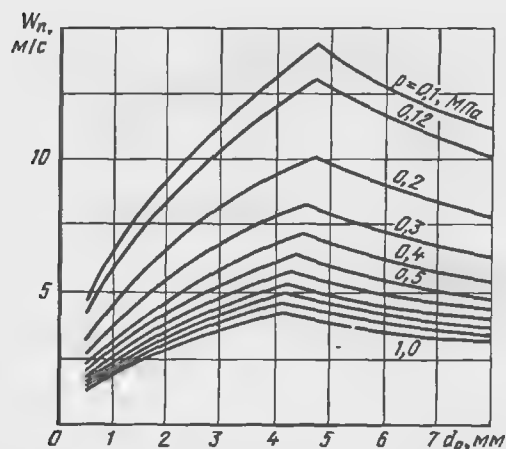


Рис. 2.8. Зависимости предельно допустимой скорости пара в струйном отсеке от начального диаметра струи

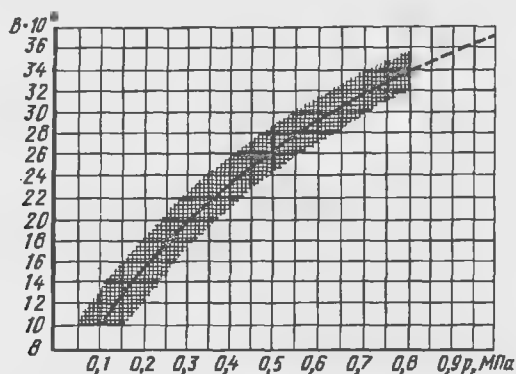


Рис. 2.9. Значения коэффициента В в зависимости от давления

поперечным обтеканием струй паром при давлении выше атмосферного используется выражение

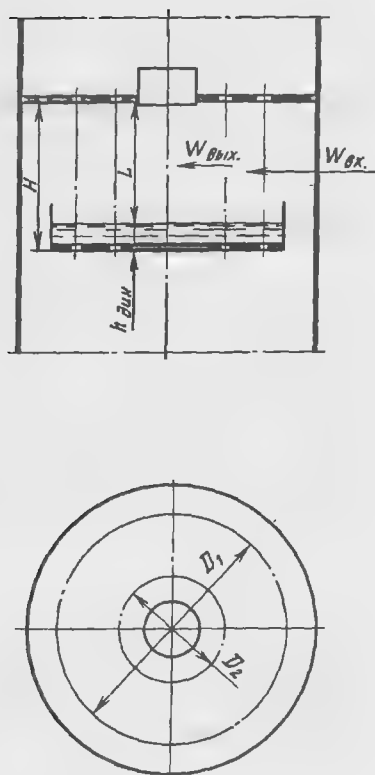
$$\lg \frac{C_{\text{вх}}}{C_{\text{вых}}} = B \frac{L}{d_0^{0.7}} \left(\frac{W_{\text{п}}}{W_0} \right) \sqrt{G_{\text{в}}/G_{\text{п}}}, \quad (2.12)$$

где $C_{\text{вх}}$, $C_{\text{вых}}$ – концентрация кислорода в начале и в конце струй, мг/кг; B – коэффициент, зависящий от давления в деаэраторе и определяемый по графику (рис. 2.9); $G_{\text{в}}$, $G_{\text{п}}$ – расход воды через верхнюю тарелку отсека и количество пара, сконцентрировавшегося в этом отсеке, кг/ч.

Значения геометрических размеров принимаются из выбранной схемы отсека (рис. 2.10).

Полученное по (2.12) значение $C_{\text{вых}}$ определяет концентрацию кислорода на нижней тарелке данного отсека.

Рис. 2.10. Схема отсека струйной колонки



Тепловой баланс барботажного деаэрирующего устройства позволяет определить минимально необходимый расход пара на барботаж. Уравнение теплового баланса для барботажного устройства имеет вид

$$G_{\text{в}}h_{\text{в}} + G_{\text{п}}h_{\text{п}} = (\dot{G}_{\text{в}} + G_{\text{п.к}})h_{\text{д.в}} + G_{\text{п.6}}h_s, \quad (2.13)$$

где $G_{\text{в}}$ – расход воды на входе в барботажное устройство, кг/ч; $h_{\text{в}}$, $h_{\text{п}}$, $h_{\text{д.в}}$, h_s – энтальпии соответственно воды на входе в барботажное устройство, пара, подводимого к нему, воды на выходе и насыщенного пара при его давлении, кДж/кг; $G_{\text{п}} = G_{\text{п.к}} + G_{\text{п.6}}$ – расход пара, подводимого к барботажному устройству, кг/ч; $G_{\text{п.к}}$, $G_{\text{п.6}}$ – расходы пара, сконденсированного при подогреве воды до температуры насыщения, и пара на собственно барботаж, кг/ч.

Значения величин $G_{\text{п.к}}$ и $G_{\text{п.6}}$ определяются как

$$G_{\text{п.к}} = \frac{G_{\text{в}}(h_{\text{д.в}} - h_{\text{в}})}{(h_{\text{п}} - h_{\text{д.в}})}, \quad (2.14)$$

$$G_{\text{п.6}} = W_{\text{п}}F_{\text{р}}/v_{\text{п}}'', \quad (2.15)$$

где $w_{\text{п}}$ – скорость пара, приведенная к рабочей площади листа, м/с; $F_{\text{р}}$ – площадь рабочей части листа, м². Значение $F_{\text{р}}$ в расчетах предварительно принимается с последующим уточнением, а $w_{\text{п}}\rho_{\text{р}} = 0,15 \div 0,2$.

Основным условием эффективной работы барботажного устройства является отсутствие провала жидкости через отверстия непроточной тарелки. Минимальная скорость пара, при которой отсутствует провал жидкости через отверстие и под тарелкой образуется устойчивая паровая подушка, определяется из выражения

$$W_{\min} = 1,41 \sqrt{g/\rho''} \sqrt{\sigma(\rho' - \rho'')g} \left(\frac{\rho' - \rho''}{g\sigma} \right)^{1/6} d_o^{2/9} h^{1/9}, \quad (2.16)$$

где h – высота переливных бортов над тарелкой.

В практических расчетах часто используют формулу для определения $W_{\min}$ в виде

$$W_{\min} = 20,6/\sqrt{\rho_{\pi}}. \quad (2.17)$$

Диаметр отверстий барботажного листа принимается 5–8 мм, а число отверстий

$$N = \Omega_{\pi}/f_o, \quad (2.18)$$

где $\Omega_{\pi} = G_{\pi} v_{\pi}''/w_{\min}$ – площадь живого сечения для прохода пара в барботажном листе, м^2 ; f_o – площадь сечения одного отверстия, м^2 .

Шаг отверстий S_1 принимается равным $3d_o$. Высота паровой подушки, образуемой под барботажным листом, определяется из выражения

$$h_{\pi,\pi} = 2 \sqrt[3]{\frac{\sigma^2}{g^2(\rho_{\text{в}} - \rho_{\pi})^2 d_o}} + \xi \frac{W_{\pi}^2 \rho_{\pi}}{2g(\rho_{\text{в}} - \rho_{\pi})}, \quad (2.19)$$

где W_{π} – скорость пара в отверстиях, м/с ; ξ – коэффициент местного сопротивления (для отверстий с диаметром до 8 мм равен 1,9–2).

В процессе барботажа эффект дегазации воды достигается за счет турбулентной диффузии и увеличения газовых пузырей потоком пара. Наибольший эффект дегазации имеет место при подогреве воды до температуры насыщения в барботажном слое и оптимальных значениях динамического напора пара в рабочем сечении листа.

Оптимальными значениями можно считать: для кислорода $\rho_{\pi} W_{\pi}^2 = 95 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{с/м}$, для свободной углекислоты $\rho_{\pi} W_{\pi}^2 = 115 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{с/м}$. При этих значениях $\rho_{\pi} W_{\pi}^2$ достигаются максимальные турбулизация слоя и площадь поверхности контакта фаз.

Для расчета массопередачи в барботажном слое используются критериальные уравнения типа

$$M = cLa^{\pi}, \quad (2.20)$$

где $M = k/W_{\text{ж}}$ – число Маргулиса (здесь k – коэффициент массопередачи); $La = \rho_{\pi} W_{\pi}^2 d_o / \sigma$ – число Лапласа; c – коэффициент пропорциональности, различный для разных газов.

Количество удаляемого при барботаже газа

$$G_r = kF\Delta C_{cp}, \quad (2.21)$$

где F – рабочая площадь барботажного листа, m^2 ; ΔC_{cp} – средняя движущая сила процесса массопередачи, $кг/м^3$:

$$\Delta C_{cp} = [(C_n - C_{n.p}) - (C_k - C_{k.p})] / \ln \frac{C_n - C_{n.p}}{C_k - C_{n.p}} - \frac{C_{k.p} - C_{n.p}}{2}. \quad (2.22)$$

Здесь C_n , C_k – концентрации газа при входе и выходе с барботажного листа, $кг/м^3$; $C_{n.p}$ и $C_{k.p}$ – концентрации удаляемого газа в жидкости, равновесные с начальной и покидающей барботажный лист концентрацией газа, $кг/м^3$ (значения близки к нулю, так как расход пара на выходе из барботажного листа существенно превосходит расход выделившихся газов).

Скорость течения жидкости по барботажному листу определяется из условия

$$W_{ж} = i/h_{дин}, \quad (2.23)$$

где i – интенсивность потока жидкости, равная расходу жидкости, отнесенная к длине перелива, $м^3/(м \cdot ч.)$; $h_{дин}$ – высота динамического слоя жидкости над листом, определяемая по формуле

$$h_{дин} = (0,8 - 0,12\rho_{п}W_{п}^2)h_o; \quad (2.24)$$

здесь h_o – высота переливного порога, $м$. В диапазонах изменения числа $La = (1 \div 40) \cdot 10^{-3}$ при определении десорбции кислорода и $(1,8 \div 60) \cdot 10^{-3}$ при определении десорбции углекислоты при давлении близком к атмосферному k_{O_2} и k_{CO_2} могут быть определены по формулам

$$k_{O_2} = 1,32W_{в} \left(\frac{\rho_{п}W_{п}^2d_o}{\sigma} \right)^{0,33}; \quad (2.25)$$

$$k_{CO_2} = 0,805W_{в} \left(\frac{\rho_{п}W_{п}^2d_o}{\sigma} \right)^{0,33}. \quad (2.26)$$

Тепловой баланс деаэрационных колонок с насадками не отличается от теплового баланса струйных колонок. Для колонок с насадкой важным является ее гидродинамическая устойчивость. Расчет гидродинамической устойчивости проводится для определения условий, при которых происходит захлебывание колонки (обращенное движение воды). Потеря устойчивости связана с достижением предельной скорости пара при данных плотности орошения и температуре воды перед колонкой.

Для насадки из вертикальных листов предельная скорость пара перед ней при заданной плотности орошения определяется по уравнению

$$\frac{W_{\Pi}^2 f_{\text{уд}} \rho_{\Pi}}{g v_{\Pi}^3 \rho_{\text{ж}}} \left(\frac{\mu_{\text{ж}1}}{\mu_{\text{ж}2}} \right)^{2/5} = 1,75 - 1,813 \left(\frac{W_{\text{ж}}}{W_{\Pi}} \right)^{1/4} \left(\frac{\rho_{\Pi}}{\rho_{\text{ж}2}} \right)^{1/8}, \quad (2.27)$$

где W_{Π} – скорость пара, отнесенная к полному сечению колонки, м/с; $f_{\text{уд}}$ – удельная площадь поверхности насадки, м²/м³; $W_{\text{ж}}$ – массовая скорость воды, отнесенная к полному сечению колонки (плотность орошения), без учета расхода конденсата греющего пара; W_{Π} – массовая скорость пара, отнесенная к полному сечению колонки; v_{Π} – свободный объем насадки, м³/м³.

Без учета сопротивления переносу массы в паровой фазе площадь поверхности и объем насадки определяются по выражениям

$$F = 1,2 \frac{G_{\text{г}}}{\Delta C k_f}; \quad (2.28)$$

$$V = 1,2 \frac{G_{\text{г}}}{\Delta C k_V}, \quad (2.29)$$

где $G_{\text{г}}$ – расход удаляемого газа, кг/ч; k_f и k_V – поверхностный и объемный коэффициенты массопередачи в жидкой фазе; ΔC – среднелогарифмический концентрационный напор.

Значение среднелогарифмического концентрационного напора может быть определено по (2.14) с принятыми упрощениями:

$$\Delta C = (C_{\Pi} - C_{\text{к}}) / \ln \frac{C_{\Pi}}{C_{\text{к}}}. \quad (2.30)$$

Для расчета коэффициента массопередачи в деаэраторе с вертикальными листами высотой h_{Π} рекомендуется формула

$$k_f = 8,573 \cdot 10^{-8} \cdot 119,8 \cdot 0,9B(D/p)^{0,7} h_{\Pi}^{0,85}, \quad (2.31)$$

где B – коэффициент, учитывающий физические параметры воды при средней по длине температуре (рис. 2.11);

Расчет массопередачи в колонках с неупорядоченной насадкой ведется по значению $k_V = k_f f_{\text{уд}}$. Для определения k_V рекомендуется следующее выражение:

$$k_V = 17,811 \cdot 10^{-6} B_1 u^{0,8} h_{\Pi}^{-0,7}, \quad (2.32)$$

где U – приведенная плотность орошения колонки, кг/(м²·с).

Для колонок с насадками высота слоя насадки определяется при расчете гидродинамической устойчивости. Площадь живого сечения решеток, с помощью которых фиксируется насадка, принимается не менее 80%. Орошение насадки рекомендуется осуществлять с помощью

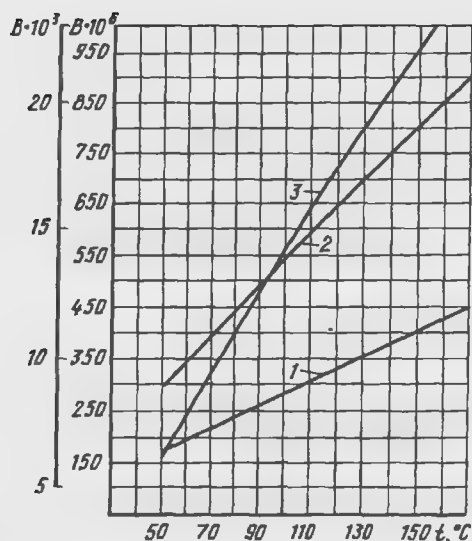


Рис. 2.11. Значения коэффициента B при расчете массоотдачи в деаэраторах с насадками:

1 – вертикальные листы; 2 – неупорядоченная насадка; 3 – наклонные и зигзагообразные листы (ось $B \cdot 10^3$); D – расход воды, поступающей в колонку, кг/с; p – периметр насадки, орошаемый водой

водораспределительной тарелки, имеющей отверстия для распределения воды и открытые сверху и снизу патрубки для пропуска пара или с помощью закрытой водяной камеры, состоящей из двух горизонтальных листов. При этом нижний лист имеет отверстия для прохода воды.

Ввод в колонку перегретых потоков определяется степенью их перегрева, чтобы избежать гидроударов. Чем выше степень перегрева потока, тем ниже по высоте насадки он должен вводиться в колонку.

Пример расчета деаэратора струйно-барботажного типа. Принятый тип деаэратора – ДП-1000. Исходные данные к расчету принимаем из расчета тепловой схемы блока К-300-240: давление в деаэраторе – 0,7 МПа; расход основного конденсата – 207,02 кг/с; расход дренажа ПВД – 49,762 кг/с; расход питательной воды – 267,26 кг/с. Из теплового баланса деаэратора находим: расход греющего пара равен 2,717 кг/с.

В водораспределитель деаэратора поступают поток основного конденсата с расходом $D_{o.k}$ и поток воды из уплотнений насоса с расходом $D_{y.n}$ и энтальпией $h_{y.n}$ кДж/кг. Суммарный расход воды, подающейся в водораспределитель $D_1 = D_{o.k} + D_{y.n} = 207,02 + 9,31 = 216,33$ кг/с. Энтальпия воды в водораспределителе

$$h_{в1} = \frac{D_{y.n} h_{y.n} + D_{o.k} h_{o.k}}{D_1} =$$

$$= \frac{9,31 \cdot 565,3 + 207,02 \cdot 668,3}{216,33} = 663,87 \text{ кДж/кг.}$$

Температура воды в водораспределителе $t_{в1} = 157,3^\circ \text{C}$. Горячие потоки (греющий пар и конденсат ПВД) поступают в нижнюю часть колонки деаэрата. При этом за счет теплоты перегрева греющего пара из потока конденсата ПВД образуется пар в количестве, которое может быть определено из уравнений теплового и материального балансов:

$$\left. \begin{aligned} D_d + D_{\text{ПВД}} &= D'_n + D_b; \\ D_d h_d + D_{\text{ПВД}} h_{\text{ПВД}} &= D'_n h'_n + D_b h_b. \end{aligned} \right\} .$$

Совместное решение приведенных уравнений при h'_{n1} и h_{b1} , определяемых по $p_d = 0,7$ МПа, приводит к $D'_n = 5,884$ кг/с и $D_b = 46,595$ кг/с.

Принимаем диаметр отверстий верхней тарелки $d = 0,005$ м, высоту подпора на тарелке $h = 0,05$ м. Скорость истечения воды из отверстий тарелки

$$W_b = \mu \sqrt{2gh} = 0,97 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,05} = 0,961 \text{ м/с.}$$

Необходимое число отверстий в тарелке

$$N = \frac{4D_1 v_b}{\pi d^2 W_b} = \frac{4 \cdot 216,33 \cdot 0,001099}{\pi \cdot 0,005^2 \cdot 0,961} = 12603 \text{ шт.}$$

При шахматном размещении отверстий с шагом $S = 1,5d$ площадь тарелки, занятая отверстиями:

$$F_{\text{тар}} = N \frac{SS}{2} = 12603 \frac{0,0075 \cdot 0,0075}{2} = 0,354 \text{ м}^2.$$

Принимаем наружный диаметр размещения отверстий в тарелке $d_1 = 2$ м, тогда внутренний диаметр

$$d_2 = \sqrt{d_1^2 - \frac{4}{\pi} F_{\text{тар}}} = \sqrt{4 - \frac{4}{\pi} 0,354} = 1,884 \text{ м.}$$

Площадь живого сечения для прохода пара по внутренней границе струйного отсека при длине струй $l = 0,6$ м

$$F_2 = \pi d_2 \frac{S-d}{S} l = \pi \cdot 1,884 \frac{1,5d-d}{1,5d} 0,6 = 1,184 \text{ м}^2.$$

Площадь живого сечения для прохода пара по внешней границе струйного отсека

$$F_1 = \pi d_1 \frac{S-d}{S} l = \pi \cdot 2 \frac{1,5d-d}{1,5d} 0,6 = 1,257 \text{ м}^2.$$

Скорость пара на входе в струйный отсек

$$W_1 = \frac{D_{\Pi} v_{\Pi}}{F_2} = \frac{5,884 \cdot 0,2727}{1,184} = 1,356 \text{ м/с.}$$

Скорость пара на выходе из струйного отсека

$$W_2 = \frac{D_{\text{вып}} v_{\Pi}}{F_1} = \frac{1,41 \cdot 0,2727}{1,257} = 0,306 \text{ м/с.}$$

Здесь значение $D_{\text{вып}} = 1,41$ кг/с принято равным расходу пара на уплотнения и эжектор.

Средняя скорость пара в струйном отсеке

$$W_{\Pi} = (W_1 + W_2)/2 = (1,356 + 0,306)/2 = 0,831 \text{ м/с.}$$

Подогрев воды в струйном отсеке определяется по выражениям:

$$\lg \frac{t_s - t_{\text{в}1}}{t_s - t_{\text{в}2}} = A \frac{l}{d^{0,7}} \left(\frac{W_{\Pi}}{W_{\text{в}}} \right)^{0,3};$$
$$\lg \frac{164,96 - 157,3}{164,96 - t_{\text{в}2}} = 0,05 \frac{0,6}{0,005^{0,7}} \left(\frac{0,831}{0,961} \right)^{0,3};$$
$$t_{\text{в}2} = 164,45^{\circ}\text{C} \quad (h_{\text{в}2} = 690 \text{ кДж/кг}).$$

Количество пара, конденсирующегося в струйном отсеке,

$$D_{\text{конд}} = D_1 \frac{h_{\text{в}2} - h_{\text{в}1}}{h_{\text{д}} - h_{\text{в}2}} = 216,33 \frac{690 - 663,87}{2762,9 - 690} = 2,812 \text{ кг/с.}$$

Концентрация кислорода в потоке воды, поступающем в водораспределительное устройство, $C_{\text{O}_2}^{\text{исх}} = 100$ мкг/кг. Концентрация кислорода в потоке воды, поступающем на барботажную тарелку определяется по выражению

$$\lg \left(\frac{C_{\text{O}_2}^{\text{исх}}}{C_2} \right) = B \frac{l}{d^{0,7}} \left(\frac{W_{\Pi}}{W_{\text{в}}} \right)^{0,3} \left(\frac{D_1}{D_{\text{конд}}} \right)^{0,5} =$$
$$= 32 \cdot 10^{-4} \frac{0,6}{0,005^{0,7}} \left(\frac{0,831}{0,961} \right)^{0,3} \left(\frac{216,33}{2,812} \right)^{0,5}.$$

Откуда $C_2 = 21,48$ мкг/кг.

Расход пара, поступающего на барботажную тарелку, равен расходу пара, подающегося в деаэратор

$$D_{\text{п.барб}} = D_{\text{д}} = 2,717 \text{ кг/с.}$$

Расход воды, поступающий на барботажную тарелку,

$$D_{\text{в.барб}} = D_1 + D_{\text{конд}} + D_{\text{в}} = 216,33 + 2,812 + 46,595 = 265,65 \text{ кг/с.}$$

Ширина порога для барботажной тарелки $b = 2$ м при диаметре колонки $d_k = 2,4$ м. Расход воды через 1 м ширины водослива

$$q = D_{\text{в.барб}}/b = 132,825 \text{ кг}/(\text{м} \cdot \text{с}).$$

Высота слоя воды над порогом водослива

$$h_{\text{в}} = 0,7047 \sqrt[3]{\left(\frac{q}{\rho_{\text{в}}}\right)^2} = 0,7047 \sqrt[3]{\left(\frac{132,825}{903,36}\right)^2} = 0,196 \text{ м}.$$

Высота слоя воды на барботажной тарелке

$$h_o = 0,1 + 0,196 = 0,296 \text{ м}.$$

Минимально допустимая скорость пара в отверстиях тарелки

$$W''_{\text{мин}} \cong 20,6/\sqrt{\rho_{\text{п}}} = 20,6/\sqrt{3,665} = 10,8 \text{ м/с}.$$

Принимаем $W''_{\text{п}} = 3,5W''_{\text{мин}} = 37,65 \text{ м/с}$, тогда площадь сечения для прохода пара

$$F_{\text{отв}} = D_{\text{п.барб}}v/W''_{\text{п}} = 2,717 \cdot 0,2727/37,65 = 0,0197 \text{ м}^2.$$

Необходимое число отверстий при $d = 0,005$ м

$$N = \frac{F_{\text{отв}}}{0,785 \cdot d^2} = \frac{0,0197}{0,785 \cdot 0,005^2} = 1003 \text{ шт}.$$

Высота паровой подушки под барботажным листом

$$\begin{aligned} h_{\text{под}} &= 2 \sqrt[3]{\frac{2\sigma^2}{g^2(\rho_{\text{в}} - \rho_{\text{п}})^2 d}} + \xi \frac{W_{\text{п}}^2 \rho_{\text{п}}}{2g(\rho_{\text{в}} - \rho_{\text{п}})} = \\ &= 2 \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 0,0454^2}{9,81^2(902,36 - 3,667)^2 \cdot 0,005}} + \\ &+ 1,8 \frac{37,65^2 \cdot 3,667}{2 \cdot 9,81 \cdot (902,36 - 3,667)} = 0,534 \text{ м}. \end{aligned}$$

Из конструктивных соображений принимаем ширину и длину барботажной области равной ширине водослива, Диаметр пароперепускного патрубка гидрозатвора $d_{\text{вых}}$ принимаем равным 0,45 м. Тогда площадь барботажной области (площадь тарелки, занятой отверстиями)

$$F_{\text{барб}} = bl_{\text{барб}} - 0,785d_{\text{вых}}^2 = 2 \cdot 2 - 0,785 \cdot 0,45^2 = 3,841 \text{ м}^2.$$

Приведенная скорость пара при барботаже

$$W_{\text{п}} = D_{\text{п.барб}}v_{\text{п}}/F_{\text{барб}} = 2,717 \cdot 0,2727/3,841 = 0,193 \text{ м/с}.$$

Высота динамического слоя жидкости на тарелке

$$h_{\text{д}} = \left(0,8 - 1,15 \frac{\rho_{\text{п}} W_{\text{п}}^2}{g} \right) h_0 = \\ = \left(0,8 - \frac{1,15 \cdot 3,667 \cdot 0,193^2}{9,81} \right) \cdot 0,296 = 0,232 \text{ м.}$$

В соответствии с нормами ПТЭ принимаем концентрацию кислорода в деаэрированной воде $C_{\text{O}_2}^{\text{вых}} = 10$ мкг/кг. Тогда количество кислорода, подлежащего удалению при барботаже

$$G_{\text{O}_2} = D_{\text{в.барб}}(C_2 - C_{\text{O}_2}^{\text{вых}}) = 265,65(21,48 - 10) = 3049,662 \text{ мкг/с.}$$

Скорость течения воды на барботажном листе

$$W_{\text{ж}} = q/(h_{\text{д}} \rho_{\text{в}}) = 132,825/(0,232 \cdot 902,36) = 0,634 \text{ м/с.}$$

Коэффициент массопередачи на барботажной тарелке

$$k_{\text{O}_2} = \frac{1,32}{3600} \cdot 10^6 W_{\text{ж}} \left(\frac{\rho_{\text{п}} W_{\text{п}}^2 d}{\sigma} \right)^{0,33} = \\ = 367 \cdot 0,634 \left(\frac{3,667 \cdot 0,193^2 \cdot 0,005}{0,0454} \right)^{0,33} = 58,166 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)},$$

Средний концентрационный напор

$$\Delta C_{\text{O}_2}^{\text{ср}} = \frac{C_2 - C_{\text{O}_2}^{\text{вых}}}{\ln(C_2/C_{\text{O}_2}^{\text{вых}})} = \frac{21,48 - 10}{\ln(21,48/10)} = 15,031 \text{ мкг/кг.}$$

Необходимая площадь барботажной тарелки

$$F_{\text{барб}} = G_{\text{O}_2}/(k_{\text{O}_2} \Delta C_{\text{O}_2}^{\text{ср}}) = 3049,662/(58,166 \cdot 15,031) = 3,487 \text{ м}^2.$$

Полученное значение $F_{\text{барб}}$ хорошо согласуется с принятыми конструктивными характеристиками барботажной тарелки, при которых достигается требуемая степень деаэрации воды.

ГЛАВА 3

СЕТЕВЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ

3.1. Назначение и схемы включения

Сетевые подогреватели служат для подогрева паром отборов турбины сетевой воды, используемой для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения потребителей.

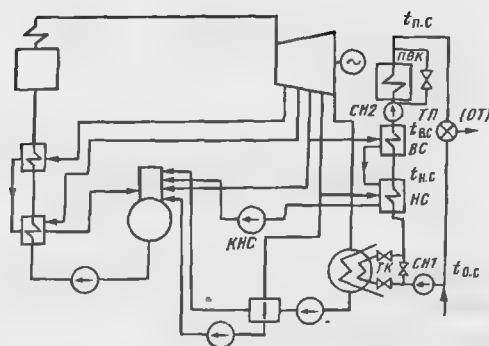


Рис. 3.1. Принципиальная схема включения сетевой подогревательной установки: НС и ВС – нижняя и верхняя ступени подогрева сетевой воды; ПВК – пиковый водогрейный котел; ТК – теплофикационный пучок конденсатора; СН1, СН2 – сетевые насосы; КНС – конденсатный насос сетевых подогревателей; ТП – тепловой потребитель

Небольшие сетевые подогревательные установки теплопроизводительностью не более 20 МВт имеются практически на всех конденсационных электростанциях для отопления жилых поселков. Для подогрева воды здесь используется пар нерегулируемых отборов с давлением 0,05–0,15 МПа, а в холодное время года для пикового подогревателя – 0,4–0,6 МПа. Обычно на ГРЭС сетевые подогреватели устанавливаются на одной-двух турбоустановках первой очереди строительства.

Схема сетевой подогревательной установки теплофикационных турбин показана на рис. 3.1. Турбина имеет два совместно регулируемых отбора пара (верхний и нижний) с одним общим регулирующим органом – сдвоенной поворотной диафрагмой, установленной на входе в цилиндр низкого давления (ЦНД). В режимах, когда используются оба сетевых подогревателя, регулятор отбора подключается к верхнему отбору и поддерживает постоянным (заданным) его давление, а давление нижнего отбора в этом режиме устанавливается произвольно в соответствии с пропуском пара через ступени. Если для подогрева сетевой воды используется только один нижний подогреватель, то регулятор давления подключается к нижнему отбору турбины и поддерживает на необходимом уровне его давление. В приведенной на рис. 3.1 схеме сетевая вода перед поступлением в нижний подогреватель проходит конвективный пучок, расположенный в конденсаторе турбины.

Количество теплоты, передаваемое сетевой воде в сетевых подогревателях, зависит от графика отпуска теплоты потребителям и принятого значения коэффициента теплофикации. В общем случае можно записать

$$\left. \begin{aligned} Q_{с.п} + Q_{п.в.к} &= Q_{от}; \\ Q_{с.п} &= \alpha_{тэц} Q_{от}, \end{aligned} \right\} \quad (3.1)$$

где $Q_{сп}$ – количество теплоты, отпускаемое от сетевых подогревателей и теплофикационного конвективного пучка; $Q_{п.в.к}$ – количество теплоты, отпускаемое от пиковых водогрейных котлов; $Q_{от}$ – суммарное количество теплоты, отпускаемое потребителю; $\alpha_{тэц}$ – коэффициент теплофикации.

При установке двух подогревателей подогрев сетевой воды в каждом из них определяется из уравнений теплового баланса.

Для верхнего сетевого подогревателя

$$D_v(h_v - h'_v)\eta_v = G_c(h_{в.с} - h_{н.с}). \quad (3.2)$$

Для нижнего сетевого подогревателя

$$D_n(h_n - h'_n)\eta_n = G_c(h_{н.с} - h_{о.с}). \quad (3.3)$$

В (3.2) и (3.3) принято: D_v , D_n – расходы пара, поступающего в верхний и в нижний сетевые подогреватели, кг/с; G_c – расход сетевой воды через подогреватели, кг/с; h_v , h_n , h'_v , h'_n – энтальпии греющего пара и его конденсата в верхнем и нижнем подогревателях, кДж/кг; $h_{в.с}$, $h_{н.с}$, $h_{о.с}$ – энтальпии сетевой воды на выходе из подогревателей соответственно верхней и нижней ступеней подогрева, а также обратной сетевой воды, кДж/кг; η_n – кпд подогревателей.

При использовании теплофикационного пучка количество передаваемой воды в нем

$$Q_{т.ф} = D_k(h_k - h'_k)\eta_n = G_c(h_{тф} - h_{о.с}), \quad (3.4)$$

где D_k – расход пара, поступающего в конденсатор, кг/с; h_k , h'_k – энтальпии пара и воды в конденсаторе, кДж/кг; $h_{тф}$ – энтальпия сетевой воды после пучка, кДж/кг.

Подогрев в пучке определяется значениями h'_k , недогревом сетевой воды до температуры насыщения $\vartheta_{тф}$, а также площадью поверхности нагрева пучка, температурой и расходом сетевой воды. Значение недогрева в пучке обычно составляет 3–5 °С, а подогрев сетевой воды не превышает 12 °С. В летний период сетевая вода подогревается только в нижнем сетевом подогревателе (работа одного верхнего сетевого подогревателя при двухступенчатой схеме подогрева сетевой воды не допускается).

На рис. 3.2 показана схема отпуска теплоты от турбоустановки Т-250-240.

Номинальная тепловая нагрузка сетевых подогревателей составляет 407 МВт. При этом через подогреватели прокачивается до 8000 м³/ч воды. Греющий пар к нижнему сетевому подогревателю подводится по четырем трубопроводам диаметром 1300 мм. К верхнему сетевому подогревателю пар подводится также по четырем трубопроводам диаметром 1000 мм.

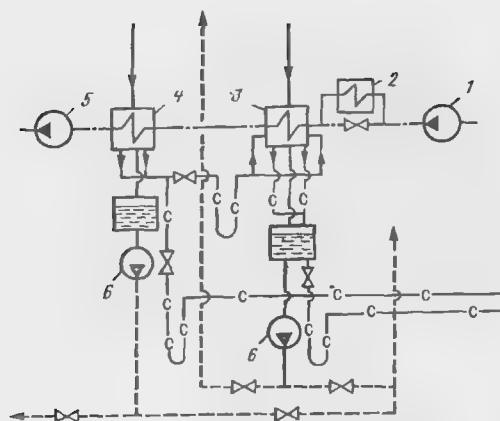


Рис. 3.2. Схема отпуска теплоты от турбоустановки Т-250-240:

1 – сетевой насос первого подъема; 2 – сальниковый подогреватель; 3, 4 – сетевые подогреватели нижний и верхний; 5 – сетевой насос второго подъема; 6 – конденсатные насосы сетевых подогревателей; С – слив конденсата из соленых отсеков подогревателей и сборника конденсата

Обратная сетевая вода к подогревателям подается одним из двух сетевых насосов первого подъема. За верхним сетевым подогревателем установлены насосы второго подъема, подающие сетевую воду либо в магистраль, либо предварительно в пиковый котел. Задвижки, установленные на трубопроводах сетевой воды, обеспечивают возможность отключения по воде либо обоих сетевых подогревателей, либо только верхнего. Предусмотрены также байпасы (диаметром 500 мм), позволяющие плавно регулировать расход сетевой воды через подогреватели.

Воздух из корпуса верхнего сетевого подогревателя отводится в паропровод греющего пара нижнего. Из корпуса которого воздух попадает в конденсатор турбины.

3.2. Конструкция сетевых подогревателей

Подогреватели сетевой воды выполняются двух типов: вертикальные (ПСВ) и горизонтальные (ПСГ).

Вертикальные сетевые подогреватели с площадью поверхности нагрева 90–500 м² выполняются двух- или четырехходовыми с прямыми трубками диаметром 19 мм из латуни. Основными узлами этих аппаратов (рис. 3.3) являются: корпус, трубная система, верхняя и нижняя (плавающая) водяные камеры.

Верхняя водяная камера крепится к фланцу верхней части обечайки корпуса. Она имеет патрубки для подвода и отвода сетевой воды и систему перегородок для создания необходимого числа ходов воды.

Верхняя трубная доска размещается между фланцами корпуса и водяной камеры. Нижние концы трубок поверхности нагрева закрепляют-

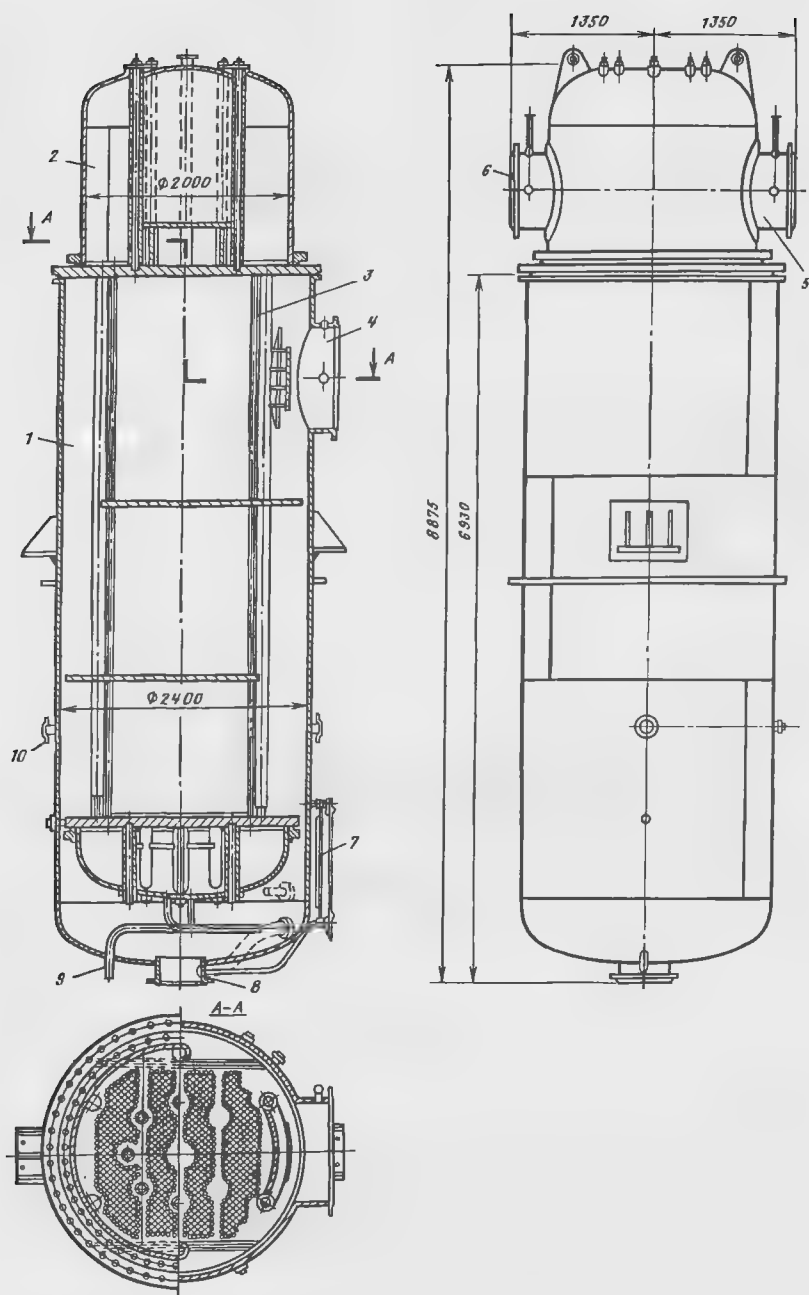


Рис. 3.3. Вертикальный сетевой подогреватель:

1 – корпус; 2 – водяная камера; 3 – греющая секция; 4 – подвод пара; 5, 6 – подвод сетевой воды и отвод ее; 7 – указатель уровня; 8 – отвод конденсата; 9 – опорожнение греющей секции; 10 – отвод паровоздушной смеси

ся в нижней трубной доске, к которой присоединятся нижняя (плавающая) водяная камера. В нижней камере, как и в верхней, предусмотрены перегородки для создания необходимого числа ходов, а также выводы для опорожнения и отвода паровоздушной смеси.

Сетевая вода поступает в приемный отсек верхней водяной камеры. Для создания четырех ходов в верхней камере устанавливаются две взаимно перпендикулярные перегородки. Из приемного отсека вода попадает в трубки и в нижнюю (плавающую) камеру. Для создания четырех ходов в нижней камере устанавливается одна расположенная по диаметру перегородка. Из нижней камеры вода вновь поступает в трубки. Отвод сетевой воды производится из патрубка верхней водяной камеры.

Греющий пар омывает трубки снаружи. При этом для организации направленного потока трубная система имеет наружные перегородки. Образующийся на поверхности трубок конденсат пара стекает в нижнюю часть корпуса подогревателя. На линии отвода конденсата из подогревателя устанавливается регулирующий клапан, получающий импульс от датчика, фиксирующего положение уровня конденсата в корпусе подогревателя.

Отвод воздуха при заполнении подогревателя производится через кран-воздушник, расположенный на верхней водяной камере. Отсос паровоздушной смеси ведется через патрубок, соединенный с паровым пространством подогревателя.

Каждый типоразмер подогревателя типа ПСВ имеет свое обозначение (например ПСВ-500-3-23), в котором первые цифры показывают площадь поверхности нагрева, м^2 ; вторые – максимальное рабочее давление греющего пара в корпусе, кг/см^2 ; третьи – максимальное рабочее давление сетевой воды в трубной системе, кг/см^2 .

Сетевые подогреватели теплофикационных турбин большей мощности выполняются горизонтальными, что позволяет легче компоновать их в помещении машинного зала.

На рис. 3.4 показан горизонтальный сетевой подогреватель типа ПСТ-5000-3,5-8, устанавливаемый на ТЭЦ с турбинами Т-250-240.

Поверхность трубного пучка подогревателя образована прямыми латунными трубками, концы которых развальцованы в трубных досках. Патрубки подвода и отвода подсоединяются к передней камере. В этой же камере устанавливаются перегородки для образования ходов воды. В крышке передней камеры предусмотрены лазы для осмотра и очистки внутренних поверхностей трубок. Патрубки подвода и отвода воды располагаются под углом к вертикальной оси подогревателя с целью удобства компоновки подводящих и отводящих труб диаметром 1000 – 1200 мм.

Задняя (поворотная) водяная камера также имеет внутренние перегородки для образования ходов воды. Для компенсации температурных расширений трубок на корпусе подогревателя со стороны поворотной

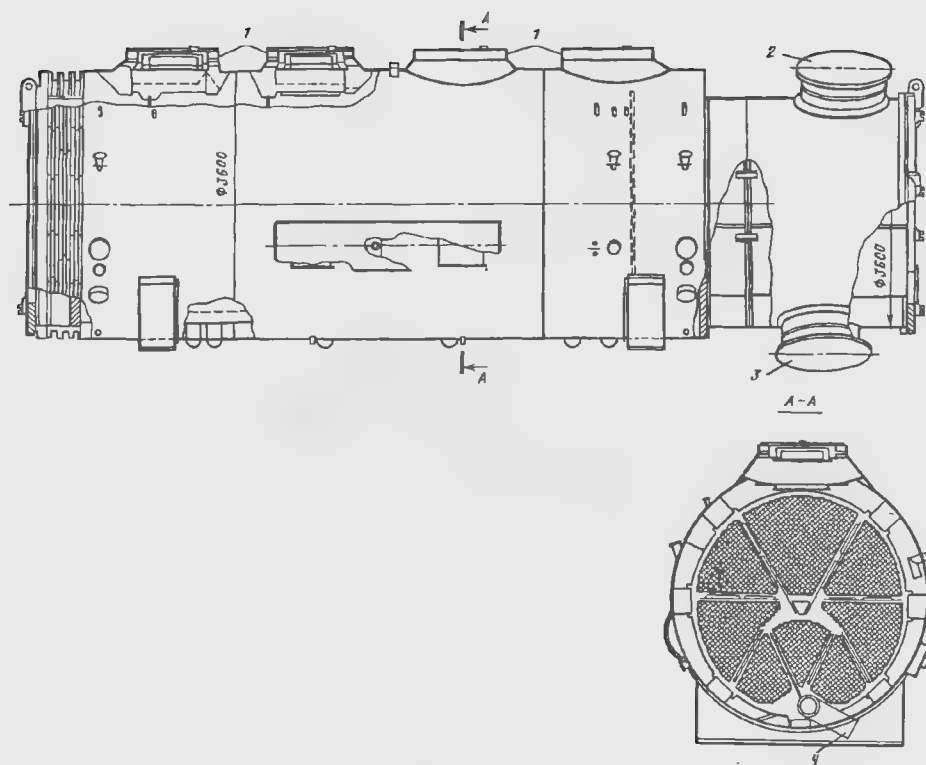


Рис. 3.4. Горизонтальный сетевой подогреватель:

1, 2 – подводы пара и сетевой воды; 3, 4 – отводы сетевой воды и паровоздушной смеси

камеры установлен двойной линзовый компенсатор. Крышка задней камеры, как и передней, имеет лазы (обычно два) для осмотра и очистки внутренних поверхностей трубок.

Паропроводы к корпусу присоединяются через специальные диффузоры, внутри которых установлены концентрические рассекатели. Распределение подвода пара по длине в сочетании с входными устройствами позволяет обеспечить равномерное распределение греющего пара по длине поверхности теплообмена. В первом ряду трубного пучка (по периферии) со стороны входа пара устанавливаются отбойники из стальных трубок для уменьшения эрозии поверхностей нагрева. По длине подогревателя в его паровом пространстве устанавливаются промежуточные перегородки, являющиеся дополнительными опорами для трубок. Перегородки устанавливаются на определенном расстоянии друг от друга, чтобы исключить опасные с точки зрения повреждения труб формы колебаний при их вибрации.

Трубный пучок в корпусе подогревателя располагается эксцентрично, что позволяет создать внутри подогревателя в зоне, прилегающей к

месту ввода пара, симметричный клиновой раздающий коллектор, охватывающий пучок. Это обеспечивает улучшение распределения парового потока по наружному контуру трубного пучка и одновременно облегчает доступ пара в глубину пучка через имеющиеся в нем специальные проходы, связанные с коллектором.

Паровоздушная смесь отводится из подогревателя через воздухоохладитель (специально выделенный трубный пучок). Конденсат греющего пара с поверхности труб сливается в нижнюю часть корпуса, а оттуда – в конденсатосборник. Конденсатосборник соединен с подогревателем трубами, в которых установлены специально спрофилированные сопла (воронки), имеющие высокий коэффициент расхода при стекании конденсата в конденсатосборник и низкий коэффициент расхода при его движении в обратную сторону. Этим ограничивается поступление в корпус подогревателя и в отбор турбины вторичного пара, образующегося в конденсатосборнике от вскипания находящегося в нем конденсата при сбросах нагрузки турбины.

3.3. Тепловой расчет сетевых подогревателей

Расчет теплообмена в сетевых подогревателях не отличается от расчета, рассмотренного выше для регенеративных подогревателей. Теплоотдача к трубному пучку происходит при конденсации пара на вертикальных или горизонтальных прямых трубках.

Коэффициент теплоотдачи к пучку горизонтальных труб от конденсирующегося пара определяется по (1.16)–(1.18). При этом значение коэффициента C в (1.16) может быть принято равным 0,725. В качестве определяющего размера принимается наружный диаметр труб, а значения физических параметров определяются при средней температуре пленки конденсата.

$$t_{\text{ср}} = \frac{(t_{\text{н}} + t_{\text{ст}})}{2}. \quad (3.5)$$

Значение $t_{\text{ст}}$ предварительно принимается из расчета по формуле

$$t_{\text{ст}} = \frac{t_{\text{н}} + 0.5(t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}})}{2}. \quad (3.6)$$

Для сетевых подогревателей с горизонтальными трубками коэффициент теплопередачи находится в пределах 3–4 кВт/(м·К). Существенное значение при проектировании сетевых подогревателей имеет правильный выбор недогрева сетевой воды до температуры насыщения греющего пара. Значение недогрева увеличивается примерно линейно с ростом расхода пара и скорости воды в трубках и несколько снижается с повышением средней температуры воды.

На рис. 3.5 приведена тепловая характеристика сетевого подогревателя (отношение недогрева ϑ к полному подогреву воды Δt при различных расходах и средней температуре подогрева), позволяющая оценивать значения ϑ .

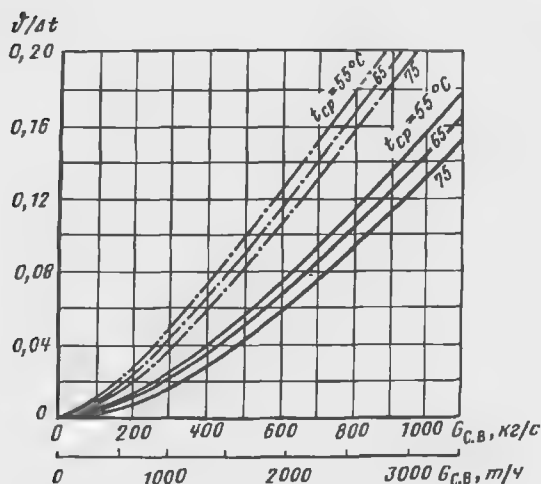


Рис. 3.5. Характеристика сетевого подогревателя:

— — опытная для чистых трубок; - - - - расчетная при коэффициенте загрязнения 0,8

Пример расчета сетевого подогревателя. Исходные данные к расчету: тепловая нагрузка – 20 МВт; давление и температура греющего пара $P_{c.п} = 0,15$ МПа; $t_{c.п} = 130^\circ\text{C}$; температура сетевой воды на входе $t_{c1} = 63^\circ\text{C}$.

Принятым значениям параметров греющего пара соответствуют:

$$h_{c.п} = 2732 \text{ кДж/кг} \quad \text{и} \quad h'_{c.п} = 466,64 \text{ кДж/кг.}$$

Расход греющего пара, поступающего в подогреватель

$$D_{c.п} = \frac{Q_{c.п}}{(h_{c.п} - h'_{c.п})\eta_{п}} = \frac{20 \cdot 10^3}{(2732 - 466,64) \cdot 0,98} = 9,02 \text{ кг/с.}$$

Недогрев сетевой воды до температуры насыщения греющего пара в подогревателе принимаем $\vartheta_{c.п} = 5^\circ\text{C}$. Расход сетевой воды через подогреватель

$$G_{c.в} = \frac{Q_{c.п}}{h_{c2} - h_{c1}} = \frac{20 \cdot 10^3}{4,19(106,4 - 63)} = 109,98 \text{ кг/с.}$$

Среднелогарифмический температурный напор

$$\begin{aligned} \Delta t_{cp} &= [(t'_{c.п} - t_{c1}) - (t'_{c.п} - t_{c2})] / \ln \frac{t'_{c.п} - t_{c1}}{t'_{c.п} - t_{c2}} = \\ &= (48,4 - 5) / \ln \frac{48,4}{5} = 19,12^\circ\text{C.} \end{aligned}$$

Средняя температура стенки трубок

$$t_{ст} = (t_{c1} + t_{c2})/2 = (106,4 + 63)/2 = 84,7^\circ\text{C.}$$

Число Рейнольдса для пленки конденсата при принятом значении $H = 1$ м

$$Re = \frac{QH}{r\rho'\nu} = \frac{20 \cdot 10^6 \cdot 1}{2226,8 \cdot 950 \cdot 0,272 \cdot 10^{-6}} = 33.$$

Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенкам трубок

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 1,19 \sqrt[4]{\frac{\lambda_k^3 r g (\rho' - \rho'')}{\nu_k}} \left(\frac{1}{l \Delta t_{c,т}} \right)^{0,25} \varepsilon_v \varepsilon_t \varepsilon_r = \\ &= 1,19 \sqrt[4]{\frac{0,689^3 \cdot 2226,8 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cdot 949,14}{0,272 \cdot 10^{-6}}} \times \\ &\times \left(\frac{1}{1,0 \cdot 21,7} \right)^{0,25} \cdot 1,3 \cdot 0,99 \cdot 1 = 8720 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \end{aligned}$$

Коэффициент теплоотдачи от стенок трубок к нагреваемой воде в подогревателе при принятой скорости воды $W_b = 1,5$ м/с и использовании трубок из латуни с $d_{\text{вн}} = 19$ мм и толщиной стенки, равной 1 мм,

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= 0,023 \frac{\lambda_b}{d_{\text{вн}}} Re^{0,8} Pr^{0,4} = \\ &= 0,023 \frac{0,680}{17 \cdot 10^{-3}} \left(\frac{1,5 \cdot 17 \cdot 10^{-3}}{0,358 \cdot 10^{-6}} \right) \cdot 2,2^{0,4} = 9612 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \end{aligned}$$

Коэффициент теплопередачи для подогревателя

$$k = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = \frac{8720 \cdot 9612}{8720 + 9612} = 4572 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Площадь поверхности нагрева подогревателя

$$F = Q_{c,п}/(\Delta t_c k) = 20 \cdot 10^6/(19,12 \cdot 4572) = 228,8 \text{ м}^2.$$

Необходимая площадь живого сечения трубок

$$F_{\text{ж}} = G_{c,в} v_b / W_b = 109,98 \cdot 1,053 \cdot 10^{-3} / 1,5 = 0,0772 \text{ м}^2.$$

Необходимое число трубок при четырех ходах воды

$$z_{\text{тр}} = i \frac{4F_{\text{ж}}}{\pi d_{\text{вн}}^2} = 4 \frac{4 \cdot 0,0772}{3,14(17 \cdot 10^{-3})^2} = 1360 \text{ шт.}$$

Необходимая площадь теплообмена одной трубки

$$f_{\text{тр}} = F/z_{\text{тр}} = 228,8/1360 = 0,168 \text{ м}^2.$$

Длина трубок при $d_{\text{расч}} = d_{\text{нар}}$ (так как $d_1 < d_2$)

$$l = \frac{f_{\text{тр}}}{\pi \cdot d_{\text{расч}}} = \frac{0,168}{3,14 \cdot 19 \cdot 10^{-3}} = 2,82 \text{ м.}$$

Необходимая площадь трубной доски

$$F_{\text{т.д}} = z_{\text{тр}} \cdot S_1 \cdot S_2 / \eta_{\text{т.д}} = 1360 \cdot 1,4^2 (19 \cdot 10^{-3})^2 / 0,85 = 1,132 \text{ м}^2.$$

Необходимый диаметр корпуса подогревателя

$$d_{\text{корп}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} F_{\text{т.д}}} = \sqrt{\frac{4}{3,14} 1,132} = 1,355 \text{ м.}$$

При скорости воды в патрубках подвода и отвода $W_{\text{в.п}} = 3 \text{ м/с}$ внутренний диаметр патрубков

$$d_{\text{вн.п}} = \sqrt{\frac{4 G_{\text{св}} v_{\text{в}}}{\pi W_{\text{в.п}}}} = \sqrt{\frac{4}{3,14} \frac{109,98 \cdot 1,053 \cdot 10^{-3}}{3}} = 0,221 \text{ м.}$$

Принимаем стандартный диаметр $d_{\text{н}} S = 219 \times 7 \text{ мм}$ и уточняем скорость:

$$W_{\text{в.п}} = \frac{4 G_{\text{св}} v_{\text{в}}}{\pi d_{\text{н.п}}^2} = \frac{4 \cdot 109,98 \cdot 1,053 \cdot 10^{-3}}{3,14 (0,205)^2} = 3,51 \text{ м/с.}$$

Длину каждого патрубка (подвода и отвода сетевой воды) принимаем $l_{\text{п}} = 0,3 \text{ м}$. Для оценки гидравлического сопротивления подогревателя принимаем следующие значения коэффициентов местных сопротивлений $\xi_{\text{м}}$: поворот во входной и выходной камерах – 1,5; поворот потока на 180° – 2,5; вход в трубки из камеры – 0,5; выход из трубок в камеру – 1.

Число Рейнольдса для потока воды в патрубках

$$\text{Re}_{\text{п}} = W_{\text{в.п}} d_{\text{вн.п}} / \nu_{\text{в}} = 3,15 \cdot 0,205 / (0,385 \cdot 10^{-6}) = 2,01 \cdot 10^6.$$

$$\text{Значение } \text{Re}_{\text{п}} > \left(120 \frac{d_{\text{вн.п}}}{\Delta} \right)^{1,125}.$$

В этом случае коэффициент сопротивления трения:

$$\lambda = \frac{1}{[1,74 + 2 \lg(d_{\text{вн.п}} / (2\Delta))]^2} = 0,03;$$

$$\xi_{\text{тр.п}} = \lambda \frac{l_{\text{п}}}{d_{\text{вн.п}}} = 0,03 \frac{0,3}{0,205} = 0,044.$$

Суммарный коэффициент сопротивления участка входа

$$\xi_{\text{п.вх}} = \xi_{\text{тр.п}} + \xi_{\text{м.вх}} = 0,044 + 1,5 = 1,544.$$

Потеря давления сетевой воды на участке входа

$$\Delta P_1 = \xi_{\text{п.вх}} \frac{W_{\text{в.п}}^2}{2v_{\text{в}}} = 1,554 \frac{3,51^2}{2 \cdot 1,053 \cdot 10^{-3}} = 9058 \text{ Па.}$$

Коэффициент сопротивления трения в трубках подогревателя:

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{1}{[1,74 + 2 \lg(0,017/(2 \cdot 0,001))]^2} = 0,078;$$

$$\xi_{\text{тр}} = 0,078 \frac{4 \cdot 2,82}{0,017} = 51,755.$$

Суммарный коэффициент сопротивления второго участка

$$\xi_{\text{п.тр}} = \xi_{\text{тр}} + 4\xi_{\text{вх}} + 4\xi_{\text{вых}} + 3\xi_{\text{пов}} = 65,255.$$

Потеря давления сетевой воды на втором участке

$$\Delta P_2 = \xi_{\text{п.тр}} \frac{W_{\text{в}}^2}{2v_{\text{в}}} = 65,255 \frac{1,5^2}{2 \cdot 1,053 \cdot 10^{-3}} = 69888 \text{ Па.}$$

Общее гидравлическое сопротивление подогревателя

$$\Delta P_{\text{с.п}} = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 = 88 \cdot 10^3 \text{ Па.}$$

Здесь $\Delta P_1 = \Delta P_3$.

ГЛАВА 4

ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

4.1. Типы испарителей и их конструкции

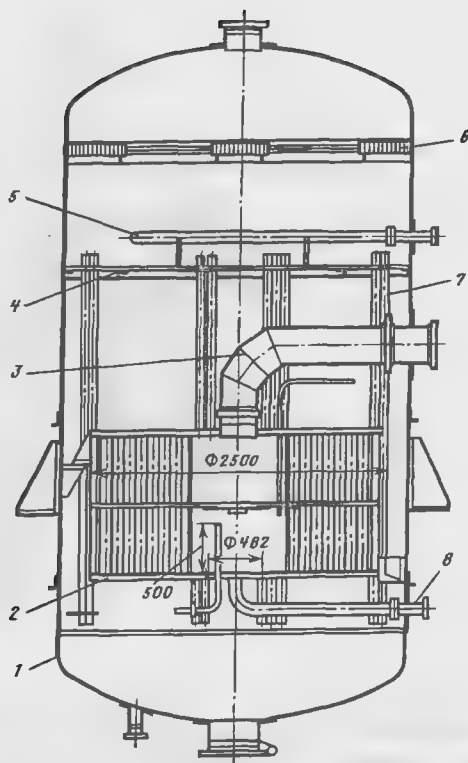
В настоящее время на тепловых электростанциях применяются в основном испарители поверхностного типа. Генерация вторичного пара в этих испарителях происходит из химически очищенной деаэрированной воды. Этот пар либо отпускается внешним потребителям на ТЭЦ (при этом конденсат греющего пара, отбираемого из турбины, сохраняется в цикле электростанции, а испаритель выполняет функцию паропреобразователя), либо конденсируется в конденсаторе испарителя и в виде дистиллята используется для восполнения потерь рабочего тела в цикле.

Такого типа испарители имеют вертикальное исполнение и оснащаются паропромывочными устройствами и сепаратором.

На рис. 4.1 показана типовая конструкция испарителя поверхностного типа, который маркируется буквой И с указанием площади поверхности теплообмена (греющей секции), например И-350 или И-1000. Основными узлами конструкции являются корпус, греющая секция, паропромывочные устройства, водораспределительные устройства и жалюзийный сепаратор.

Рис. 4.1. Общий вид испарителя поверхностного типа:

1 – корпус; 2 – греющая секция; 3 – подвод греющего пара; 4 – паропромывочный дырчатый лист; 5 – водораспределительное устройство; 6 – жалюзийный сепаратор; 7 – опускные трубы; 8 – отвод конденсата греющего пара



Работа испарителя протекает следующим образом: первичный пар поступает в греющую секцию и, проходя в межтрубном пространстве, конденсируется на наружной поверхности труб. Конденсат пара стекает по трубам на нижнюю трубную доску греющей секции и отводится из нее.

Питательная (химически очищенная) вода поступает через регулирующий клапан в водораспределительное устройство над паропромывочным дырчатым листом, откуда по опускным трубам сливается в нижнюю часть корпуса и заполняет корпус и трубки греющей секции. За счет теплоты конденсации первичного пара происходит испарение части воды в трубках, где образуется пароводяная смесь. Таким образом, в трубках греющей секции создается подъемное движение воды, а в кольцевом зазоре между корпусом и греющей секцией – опускное, т.е. осуществляется естественная циркуляция жидкой фазы. Образовавшийся (вторичный) пар, пройдя через слой воды над греющей секцией, поступает в паровое пространство испарителя, проходит через слой промывочной воды над одним или двумя паропромывочными листами, жалюзийный сепаратор и отводится из испарителя.

Для обеспечения устойчивой естественной циркуляции и уменьшения выбросов капельной влаги в паровое пространство уровень воды в

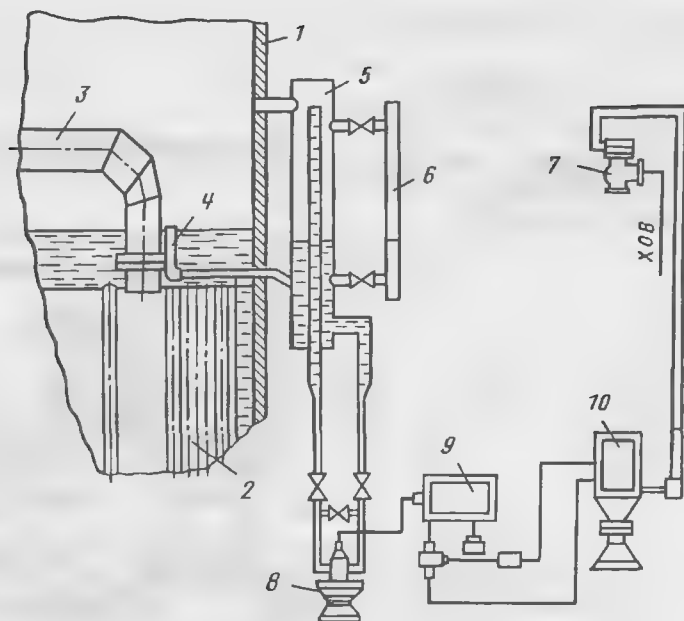


Рис. 4.2. Схема контроля уровня воды в испарителе:

1 – корпус испарителя; 2 – греющая секция; 3 – подвод греющего пара; 4 – импульсная трубка; 5 – уравнильная труба; 6 – водомерное стекло; 7 – регулирующий клапан; 8 – датчик; 9 – электронный регулятор; 10 – колонка дистанционного управления

корпусе поддерживается выше верхней трубной доски греющей секции на 150–200 мм. Контроль за уровнем воды в корпусе и его регулирование осуществляются с помощью устройств, показанных на рис. 4.2.

Испаритель оборудован также устройствами контроля за уровнями воды над паропромысловыми дырчатыми листами, а также контроля и регулирования уровня конденсата греющего пара в греющей секции. Для повышения эффективности теплообмена в греющей секции из нижней части межтрубного пространства предусмотрен перепуск в паровое пространство неконденсирующихся газов. При этом эффективный отвод газов достигается при уровне конденсата греющего пара на 50–100 мм ниже газоотвода.

В корпусе испарителя предусматриваются лазы для осмотра и мелкого ремонта внутренних устройств. Сам корпус выполняется сварным из листовой стали. Крепление трубок к трубным доскам греющей секции осуществляется приваркой или вальцовкой.

На рис. 4.3 показана конструкция испарителя с вынесенной зоной кипения. Испарители такого типа при работе с давлением греющего пара, близком к атмосферному, позволяют использовать в качестве питательной "сырую" воду. Это достигается за счет того, что образование вторичного пара происходит не на поверхностях нагрева, а в объеме, в

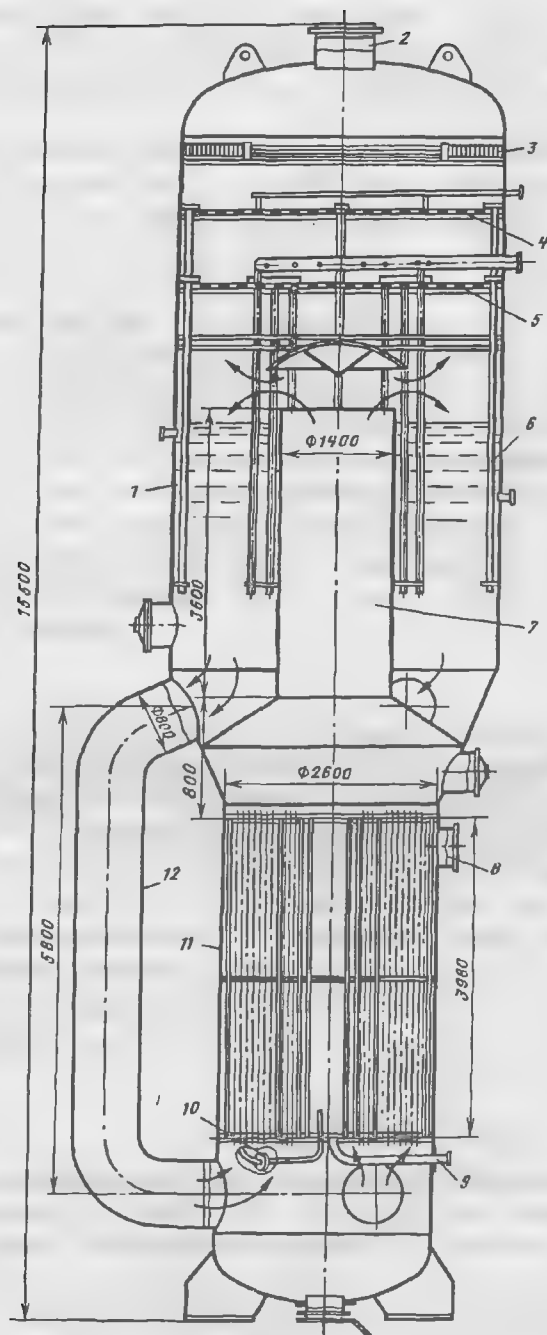


Рис. 4.3. Общий вид испарителя с вынесенной зоной кипения:

1 – корпус; 2 – отвод вторичного пара; 3 – жалюзийный сепаратор; 4, 5 – паропроводные устройства; 6 – опускные трубы; 7 – подъемная труба; 8 – подвод греющего пара; 9 – отвод конденсата греющего пара; 10 – отвод неконденсирующихся газов; 11 – греющая секция; 12 – опускная труба

который вводится так называемая "затравка" (мелкодисперсный мел). Выпадение примесей в этих условиях происходит на частичках затравки, которая циркулирует в контуре. Количество примесей поддерживается продувкой.

Принцип работы испарителя с вынесенной зоной кипения состоит в следующем. Греющий пар из отбора турбины подается в межтрубное пространство греющей секции, где конденсируется на поверхности трубок. Конденсат греющего пара отводится в систему регенерации турбины. Питательная вода заполняет трубки греющей секции и корпус испарителя до уровня на 200–250 мм ниже высоты подъемной трубы. Проходя трубки греющей секции, вода нагревается (без парообразования) до перегретого состояния по отношению к давлению насыщения в сепарационном объеме корпуса. На выходе из подъемной трубы она вскипает с образованием вторичного пара. Невскипевшая часть воды смешивается с питательной, проходит опускной участок корпуса и по опускным циркуляционным трубам вновь поступает в трубки греющей секции. Образовавшийся пар проходит паропромылочные устройства, жалюзийный сепаратор отводится от испарителя в конденсатор. В качестве промывочной воды в этих испарителях используется питательная вода цикла (конденсат).

В последние годы начинают получать распространение на ТЭС для подготовки добавочной воды испарители мгновенного (адиабатного) вскипания. Принцип работы таких испарителей показан на рис. 4.4.

Питательная вода ("сырая") нагревается в головном подогревателе паром из отбора турбины до состояния перегрева по отношению к давлению в корпусе испарителя-расширителя. Поступая в объем испарителя-расширителя, она частично вскипает, образуя вторичный пар. Неиспарившаяся часть воды, смешиваясь с питательной, вновь поступает в головной подогреватель. Для предотвращения отложений примесей на стенках корпуса и других элементах испарителя-расширителя в циркуляционный контур вводится "затравка", а концентрация примесей поддерживается продувкой.

4.2. Схема включения испарителей

При использовании испарителей для получения добавочной воды цикла конденсационных электростанций включение их в тепловую схему

производится по схеме "без потерь потенциала" (рис. 4.5). В соответствии с этой схемой греющим паром испарителя является часть пара одного из регенеративных отборов турбины. Вторичный пар отводится в конденсатор испарителя, установленный в схеме перед регенеративным подогревателем, пар которого используется в качестве греющего. Конденсатором испарителя служит обычно дополнительно устанавливаемый теплообменник. В этом случае не происходит вытеснения пара регенеративных отборов и тепловая экономичность не нарушается.

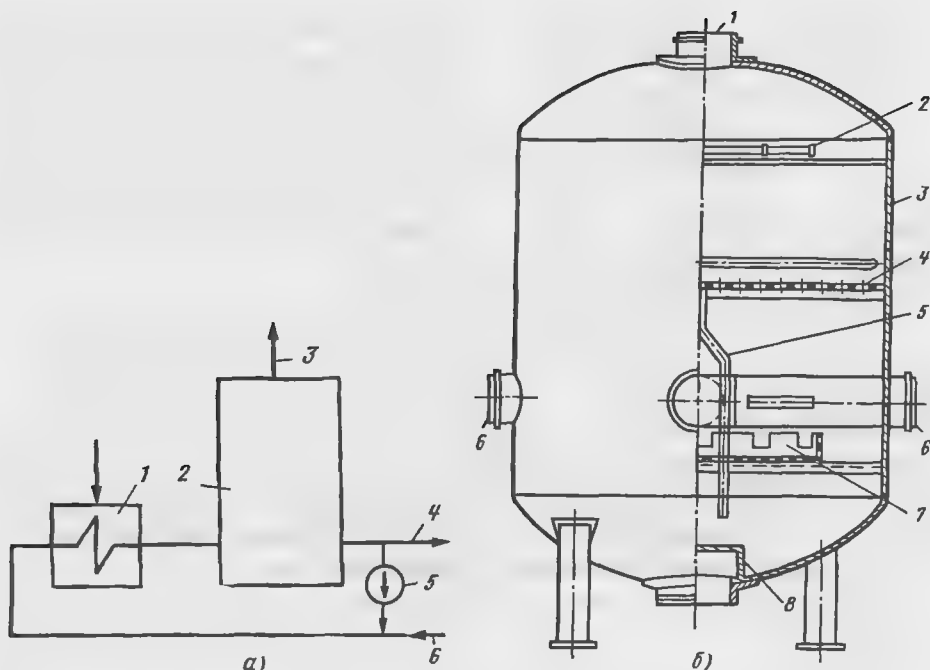


Рис. 4.4. Схема и конструкция испарителя мгновенного вскипания:

а – схема; 1 – основной подогреватель; 2 – испаритель; 3 – отвод вторичного пара; 4 – продувка; 5 – циркуляционный насос; 6 – подвод исходной воды; б – конструкция; 1 – отвод вторичного пара; 2 – жалюзийный сепаратор; 3 – корпус; 4 – паропромывочный лист; 5 – опускная труба; 6 – подвод воды от основного подогревателя; 7 – распределительная тарелка; 8 – успокоительный лист; 9 – отвод неспарившейся воды

При проектировании тепловой схемы электростанции предполагаемые потери пара и конденсата известны, необходимо правильно выбрать размеры испарителя, его конденсатора и определить их место в регенеративной схеме турбоустановки.

Производительность испарительной установки, включенной в соответствии со схемой рис. 4.5, определяется путем совместного решения уравнений теплового баланса для испарителя и его конденсатора:

$$\left. \begin{aligned} D_{\text{и}}(h''_{\text{вт}} - h_{\text{п.в}}) + p(h_{\text{вт}} - h_{\text{п.в}}) &= k_{\text{и}} \Delta t_{\text{и}} F_{\text{и}}; \\ D_{\text{и}}(h''_{\text{вт}} - h'_{\text{в.т}}) \eta_{\text{к.и}} &= D_{\text{о.к}}(h_{\text{о.к2}} - h_{\text{о.к1}}), \end{aligned} \right\} \quad (4.1)$$

где $h''_{\text{вт}}$, $h'_{\text{вт}}$ – энтальпии пара и его конденсата при давлении вторичного пара; $h_{\text{о.к1}}$, $h_{\text{о.к2}}$, $h_{\text{п.в}}$ – энтальпии соответственно основного конденсата на входе и выходе из конденсатора испарителя и питательной воды испарителя; $D_{\text{и}}$ – производительность установки, равная потерям пара и конденсата в цикле электростанции, кг/с; $D_{\text{о.к}}$ – расход основного конденсата конденсатора испарителя, кг/с; $k_{\text{и}}$ – коэффициент

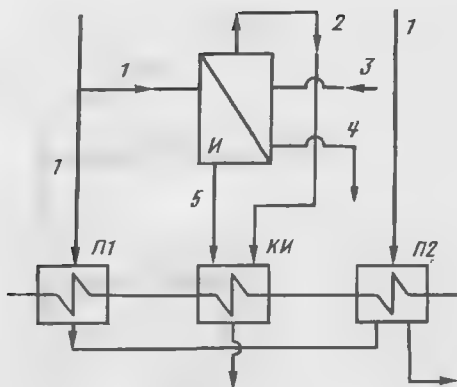


Рис. 4.5. Схема включения испарителя в тепловую схему блока:
 И – испаритель; КИ – конденсатор испарителя; П1, П2 – подогреватели низкого давления; 1 – подвод греющего пара; 2 – отвод вторичного пара; 3 – подвод питательной воды; 4 – продувка; 5 – отвод конденсата греющего пара

теплопередачи в испарителе, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\Delta t_{\text{и}}$ – температурный напор в испарителе, $^{\circ}\text{С}$; $F_{\text{и}}$ – площадь поверхности нагревателя испарителя, м^2 ; p – продувка испарителя; $\eta_{\text{к.и}}$ – КПД конденсатора испарителя, учитывающий потери теплоты в окружающую среду.

Решение (4.1) позволяет определить энтальпию конденсата вторичного пара:

$$h'_{\text{вт}} = \frac{k_{\text{и}} t_{\text{гр}}^{\text{н}} F_{\text{и}} \eta_{\text{гр}} + D_{\text{о.к}} h_{\text{о.к1}} \left(1 - e^{\frac{-k_{\text{к.и}} F_{\text{к.и}}}{D_{\text{о.к}} c_p}} \right)}{D_{\text{о.к}} \left(1 - e^{\frac{-k_{\text{к.и}} F_{\text{к.и}}}{D_{\text{о.к}} c_p}} \right) + \frac{F_{\text{и}} k_{\text{и}}}{c_p} \eta_{\text{гр}}}, \quad (4.2)$$

где $t_{\text{гр}}^{\text{н}}$ – температура насыщения греющего пара, $^{\circ}\text{С}$; $k_{\text{к.и}}$, $F_{\text{к.и}}$ – коэффициент теплопередачи в конденсаторе испарителя площадь и его поверхности.

По найденному значению $h'_{\text{вт}}$ однозначно определяются остальные параметры вторичного пара, а по одному из выражений (4.1) – производительность испарительной установки.

При включении установки в регенеративные отборы турбины параметры греющего пара, а также количество и температура основного конденсата на входе в конденсатор испарителя будут различны. Различными будут производительность испарительной установки и затраты на нее. Наиболее экономичной работа установки будет при оптимальном значении температурного напора в испарителе $\Delta t_{\text{и}}$, которое определяется из условия минимума затрат на получение добавочной воды.

При $\Delta t_{\text{и}} = \Delta t_{\text{и.опт}}$ значения площадей поверхностей нагрева испарителя $F_{\text{и}}$ и конденсатора испарителя $F_{\text{к.и}}$ определяются по выражениям

$$F = \frac{D_{\text{и}}}{k_{\text{и}} \Delta t_{\text{и.опт}}} (h''_{\text{вт}} - h_{\text{п.в}} + p(h''_{\text{вт}} - h_{\text{п.в}})); \quad (4.3)$$

$$F_{\text{к.и}} = \frac{D_{\text{о.к}} c_p}{k_{\text{к.и}}} \ln \left(\frac{h'_{\text{вт}} - h_{\text{о.к1}}}{h'_{\text{вт}} - h_{\text{о.к1}} - (D_{\text{и}}/D_{\text{о.к}})(h''_{\text{вт}} - h_{\text{вт}}) \nu_{\text{к.и}}} \right). \quad (4.4)$$

При выполнении расчетов значения коэффициентов теплопередачи в испарителе $k_{\text{и}}$ и в конденсаторе испарителя $k_{\text{к.и}}$ принимаются с последующим уточнением по данным промышленных испытаний в пределах $k_{\text{и}} = 2200 \div 2500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а $k_{\text{к.и}} = 3000 \div 3200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Рассмотрим пример выбора поверхностей нагрева испарительной установки блока 200 МВт.

Потери пара и конденсата в соответствии с требованиями правил технической эксплуатации блочных электростанций не должны превышать 2% производительности паровых котлов. Для рассматриваемого блока это составляет около 14 т/ч. При определении необходимой производительности испарительной установки следует учесть, что снижение электрической нагрузки блока не уменьшает потерь пара и конденсата в цикле. В то же время при включении испарительной установки в соответствии со схемой, приведенной на рис. 4.5, ее производительность будет снижаться при снижении нагрузки блока. Для того чтобы обеспечить восполнение потерь пара и конденсата при всех возможных режимах работы блока, производительность испарительной установки должна приниматься с запасом. Так, для рассматриваемого примера, чтобы обеспечить надежное восполнение потерь при снижении нагрузки блока до 50% номинальной, производительность испарительной установки должна быть не менее 28 т/ч. Получение такого количества дистиллята от одной испарительной установки практически невозможно. Поэтому целесообразно предусмотреть установку двух испарителей и двух конденсаторов испарителей. При этом включение их возможно в четвертый, пятый или шестой регенеративные отборы турбины.

Принимая, что каждая испарительная установка должна обеспечить 14 т/ч дистиллята, находим, используя (4.3) и (4.4), что при включении в шестой регенеративный отбор, она может быть получена при значениях $F_{\text{и}} = 210; 250; 300; 350 \text{ м}^2$ и соответственно $F_{\text{к.и}} = 240; 170; 130 \text{ и } 90 \text{ м}^2$. Минимальное значение затрат в этом случае достигается при $\Delta t_{\text{и}} = \Delta t_{\text{и.опт}} = 15,8^\circ \text{С}$. При включении в четвертый и пятый регенеративные отборы значения $\Delta t_{\text{и.опт}}$ равны 13,2 и 8°С соответственно. Наименьшие значения затрат для рассматриваемых условий оказались при включении испарительной установки в четвертый и шестой регенеративные отборы; а оптимальные значения площадей поверхностей нагрева оказались равными: $F_{\text{и}} = 250 \text{ м}^2$ и $F_{\text{к.и}} = 300 \text{ м}^2$.

После определения рационального места включения испарительных установок и значений $F_{\text{и}}$ и $F_{\text{к.и}}$ необходимо выполнить тепловой расчет испарителей для уточнения принятых коэффициентов теплопередачи.

Схема включения испарительной установки с испарителем мгновенного вскипания в тепловую схему турбоустановки приведена на рис. 4.6.

Часть отборного пара, поступающего в регенеративный подогреватель, направляется в основной подогреватель испарительной установки, где подогревает исходную воду. Подогретая исходная вода поступает в испаритель-расширитель, давление в котором несколько ниже

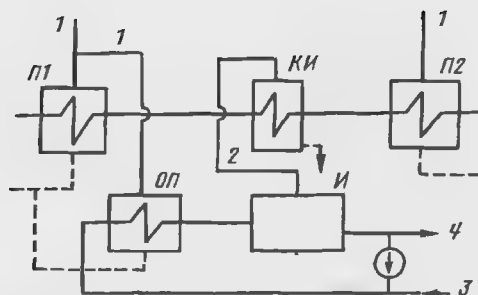


Рис. 4.6. Схема включения испарителя мгновенного вскипания в тепловую схему блока:

ОП – основной подогреватель; остальные обозначения те же, что и на рис. 4.5

давления насыщения подогретой воды. Образовавшийся в испарителе-расширителе пар, пройдя сепарационные устройства, отводится в конденсатор испарителя, где конденсируется потоком основного конденсата турбоустановки. Дистиллят от установки поступает на восполнение потерь цикла; неиспарившаяся в испарителе-расширителе вода, частично сбрасывается в виде продувки, а частично смешивается с поступающей в основной подогреватель исходной водой.

Схема на рис. 4.6 по существу не отличается от схемы включения испарительных установок с поверхностными испарителями, приведенной на рис. 4.5. Принцип выбора места включения установки с испарителем мгновенного вскипания в тепловую схему турбоустановки также не отличается от рассмотренного выше.

Производительность установок, включенных по схеме рис. 4.6, определяется из уравнений тепловых балансов, составляемых для конденсирующей поверхности и основного подогревателя.

Количество теплоты, воспринимаемое конденсирующей поверхностью,

$$Q_{к.и} = D_{о.к}(h_{о.к2} - h_{о.к1}), \quad (4.5)$$

где

$$h_{о.к2} = (h'_{вт} - h_{о.к1})e^{k_{к.и}F_{к.и}/(D_{о.к}c_p)}. \quad (4.6)$$

Количество теплоты, передаваемое греющим паром исходной воде в основном подогревателе,

$$Q_{о.п} = G_{см}(h_o - h_{вх}), \quad (4.7)$$

где $G_{см}$ – количество исходной воды, поступающей в основной подогреватель, кг/с; h_o , $h_{вх}$ – энтальпии воды на выходе из основного подогревателя и в входе в него; кДж/кг.

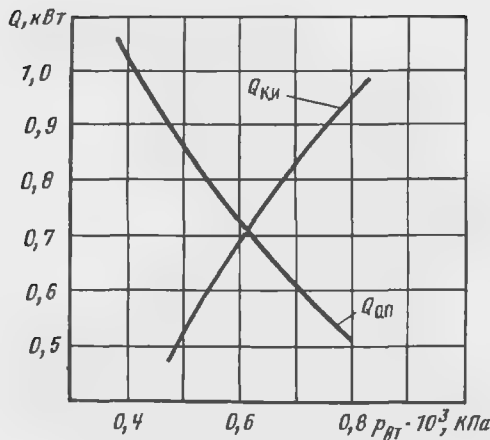


Рис. 4.7. Пример графического решения уравнений теплового баланса при определении параметров вторичного пара в испарителе мгновенного вскипания

Количество исходной воды $G_{см}$ равно сумме количеств рециркулирующей G_p и "сырой" G_c воды. В свою очередь, количество рециркулирующей воды

$$G_p = G_{см} - D_{и}(1 + p). \quad (4.8)$$

С учетом (4.8) энтальпия воды на входе в основной подогреватель

$$h_{вх} = \frac{G_p h'_{вт} + G_{см} h_c}{G_{см}}, \quad (4.9)$$

где h_c – энтальпия "сырой" воды, поступающей в установку, кДж/кг.

Значение h_o может быть определено по выражению, аналогичному выражению (4.6), составленному для основного подогревателя:

$$h_o = (h'_{гр} - h_{вх})e^{-k_{о.п} F_{о.п} / (G_{см} c_p)}, \quad (4.10)$$

где $k_{о.п}$ – коэффициент теплопередачи в основном подогревателе, Вт/(м²·К); $F_{о.п}$ – площадь поверхности основного подогревателя, м².

При заданных значениях площадей поверхностей нагрева $F_{к.и}$ и $F_{о.п}$, а также принимаемых с последующим уточнением $k_{к.и}$ и $k_{о.п}$ совместное решение (4.5) и (4.7) позволяет определить параметры, получаемые в испарителе-расширителе вторичного пара (рис. 4.7), а также производительность испарительной установки.

4.3. Включение испарительных установок в тепловую схему ТЭЦ

При эксплуатации теплофикационных турбин меняются тепловые и электрические нагрузки. При этом изменяется также и количество

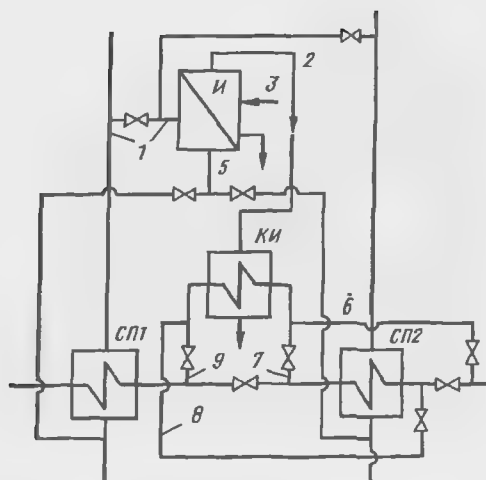


Рис. 4.8. Схема включения испарительной установки в систему подогрева теплофикационной турбины:

СП1 – верхний сетевой подогреватель; СП2 – нижний сетевой подогреватель; 6,8 – подвод сетевой воды к КИ и отвод ее при работе испарителя от пара нижнего регулируемого отбора; 7,9 – подвод сетевой воды к КИ и отвод ее при работе испарителя от пара верхнего регулируемого отбора; остальные обозначения те же, что на рис. 4.5

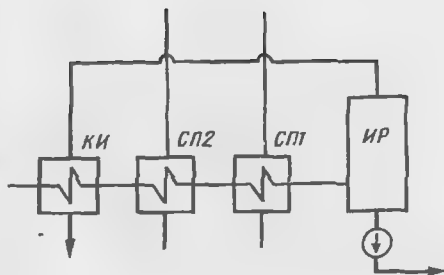
основного конденсата, проходящего через подогреватели низкого давления (в местах, где может быть установлен конденсатор испарителя), следовательно, производительность испарительной установки также не будет оставаться неизменной. В условиях максимального отпуска теплоты ее будет явно недостаточно для восполнения внутренних потерь пара и конденсата в цикле.

На рис. 4.8 приведена схема включения испарительной установки в систему подогрева сетевой воды теплофикационной турбины. Здесь в качестве греющего используется пар, направляемый в сетевой подогреватель, а конденсация вторичного пара происходит потоком сетевой воды. Так как поток сетевой воды существенно больше потока основного конденсата в регенеративной системе и расход греющего пара испарителя может быть значительно выше расхода пара при установке его в регенеративной системе, то производительность испарительной установки оказывается в несколько раз больше достигаемой при включении ее в регенеративную систему. При этом площади поверхностей нагрева испарителя и конденсатора испарителя должны быть достаточно большими. Обычно используются испарители с площадью поверхности 1000 м² и конденсаторы типа ПСВ-1200 или ПСВ-1500.

На электростанциях с отпуском теплоты на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения возможно также применение испарителей мгновенного вскипания для получения добавочной воды в большом количестве.

Рис. 4.9. Схема использования сетевой воды для получения добавочных вод на ТЭЦ:

ИР – испаритель-расширитель; остальные обозначения те же, что на рис. 4.8



На рис. 4.9 показана схема использования сетевой воды для получения добавочной воды. Основными элементами схемы являются испаритель-расширитель, конденсатор испарителя и перекачивающие насосы.

Прямая сетевая вода (вся или часть ее) с температурой (вода после верхнего сетевого подогревателя с температурой выше, чем принятая по графику нагрузок на $5-10^{\circ}\text{C}$) поступает в испаритель-расширитель. Последний соединен паропроводом с конденсатором испарителя, через который проходит обратная сетевая вода или вода, направляемая на водоподготовку для подпитки теплосети. В связи с тем, что в испарителе-расширителе в этих условиях установится давление, которому соответствует температура насыщения t_p , меньшая чем $t_{c.п}$, часть поступающей сетевой воды будет вскипать. Количество образующегося пара пропорционально разности температур $(t_{c.п} - t_p)$ и расходу воды, поступающей в испаритель-расширитель:

$$D_{\Pi} = \frac{G_{c.в}(t_{c.п} - t_p)c_p}{r}, \quad (4.11)$$

где r – значение теплоты парообразования при t_p .

Неиспарившаяся в испарителе-расширителе сетевая вода поступает на всас насосов перекачки и направляется (в зависимости от теплового графика) на пиковые водогрейные котлы или потребителю. Пар из испарителя-расширителя конденсируется в конденсаторе испарителя потоком, обратной сетевой воды или потоком сырой воды, направляемый на химводоочистку.

Для обеспечения необходимого качества получаемого в теплообменнике конденсата пар в испарителе-расширителе проходит одну или две ступени промывки и осушается в жалюзийном сепараторе.

Использование таких установок требует увеличения расхода подпитки теплосети, соответствующего количеству получаемой добавочной воды, также вызывает некоторое повышение минерализации сетевой воды. Однако экономически это следует считать оправданным при больших потоках сетевой воды, так как приготовление подпиточной воды теплосети значительно проще и дешевле получения добавочной воды цикла энергетических котлов. Повышение минерализации сетевой воды

за счет упаривания части ее можно считать несопоставимым с исходной минерализацией.

Испарители на ТЭЦ могут использоваться также для отпуска пара промышленным потребителям, выполняя функции паропреобразователя. В этом случае они подключаются к промышленному отбору турбины или к выхлопу пара из проточной части (для турбин с противодавлением). Целесообразность такого применения испарителей обусловлена прежде всего тем, что отпуск пара от ТЭЦ связан, как правило, с потерей его конденсата. Установка испарителей позволяет сохранить конденсат отбираемого из турбины пара в цикле электростанции. По сравнению с прямым отпуском пара потребителям при установке испарителей имеет место недовыработка электрической энергии турбогенератором. Однако в ряде случаев такой способ отпуска пара является единственно приемлемым.

В схемах отпуска пара с использованием испарителей предусматривается установка охладителей конденсата и пароперегревателей. В пароперегревателях происходит перегрев вторичного пара испарителей за счет теплоты перегрева пара, отбираемого из турбины. В охладителе конденсата теплота конденсата греющего пара испарителя используется для подогрева питательной воды испарителя.

Производительность испарителей, применяемых для отпуска пара промышленным потребителям, определяется по (4.1), при этом параметры вторичного пара являются заданными, а температурный напор обычно принимается равным 8–10 °С.

В ряде случаев, когда требуются большие количества вторичного пара, используются многоступенчатые испарительные установки с испарителями поверхностного типа (рис. 4.10,а) или мгновенного вскипания (рис. 4.10,б).

4.4. Расчет испарителей

В отличие от вышеописанных теплообменных аппаратов для испарителей, кроме теплового расчета, выполняется также расчет качества получаемого вторичного пара. Тепловой расчет испарителей проводится, как правило, для уточнения принятого при определении оптимальной площади поверхности нагрева коэффициента теплопередачи и найденной площади поверхности нагрева.

Теплообмен от конденсирующегося пара к стенкам труб греющей секции может протекать при ламинарном или смешанном (в верхней части при ламинарном, в нижней-при турбулентном) течении пленки конденсата. Режим течения пленки определяется значением числа Рейнольдса на нижней кромке труб греющей секции: .

$$\text{Re} = \frac{q_{\text{пар}} H_{\text{т}}}{\tau \rho \nu} \quad (4.12)$$

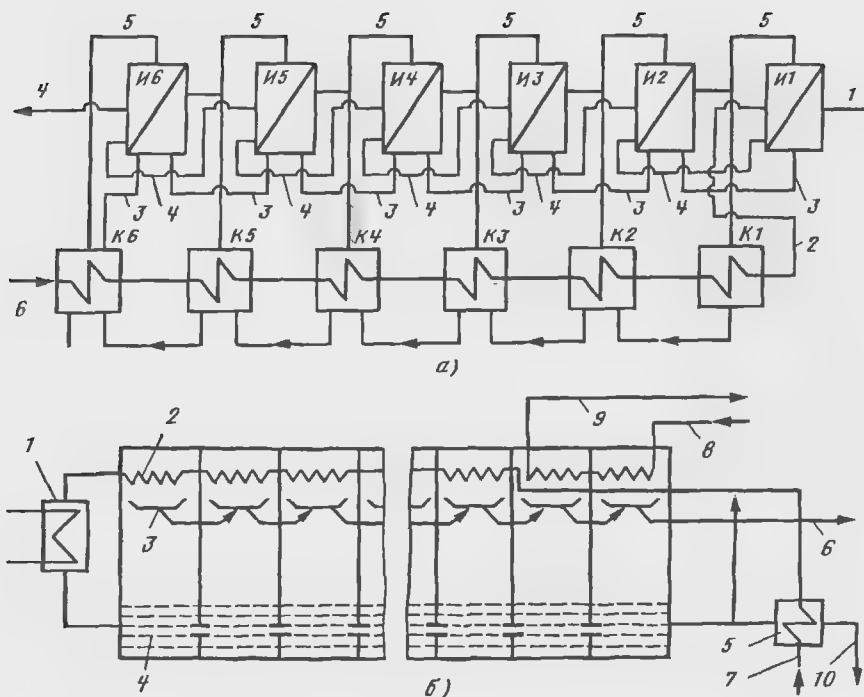


Рис. 4.10. Схемы многоступенчатых испарительных установок:

а – с испарителями поверхностного типа; 1 – подвод греющего пара; 2 – подвод питательной воды; 3 – отвод конденсата греющего пара; 4 – продувка; 5 – отвод вторичного пара; 6 – отвод дистиллята; И1–И6 – испарители; К1–К6 конденсаторы; б – с испарителями мгновенного вскипания; 1 – основной подогреватель; 2 – конденсирующие поверхности; 3 – сборник дистиллята; 4 – камера испарения; 5 – охладитель продувки; 6 – отвод дистиллята; 7 – подвод исходной воды; 8, 9 – подвод и отвод охлаждающей воды; 10 – продувка

где ν – кинематическая вязкость жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$; H_t – высота теплообменной поверхности труб, м; r – теплота парообразования при давлении насыщения греющего пара, Дж/кг; ρ – плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$; $q_{\text{нар}}$ – удельный тепловой поток на наружной поверхности труб, $\text{Вт}/\text{м}^2$.

Удельный тепловой поток на наружной поверхности теплообмена

$$q_{\text{нар}} = Q/F_{\text{и}} \quad (4.13)$$

При $Re < 100$ средний коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенкам вертикальных труб определяется по выражению

$$\alpha_1 = 1,01\lambda(q/\nu^2)^{1/3} Re^{-1/3} \quad (4.14)$$

При $Re > 100$, когда имеет место смешанное течение,

$$\alpha_1 = \lambda\left(\frac{q}{\nu^2}\right)^{1/3} \frac{0,16Pr^{1/3} Re}{Re - 100 + 63,2Pr^{1/3}} \quad (4.15)$$

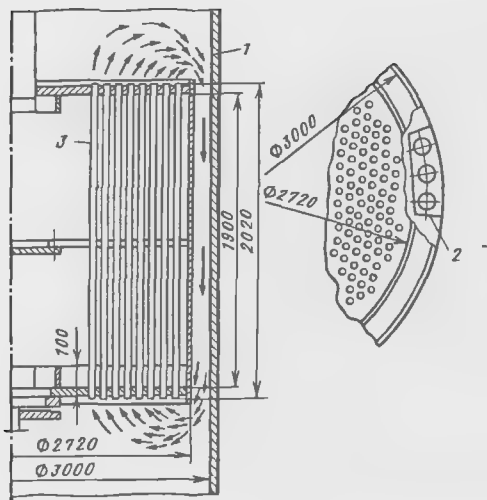


Рис. 4.11. Схема циркуляции в испарителе поверхностного типа:
1 – корпус; 2 – опускные трубы; 3 – трубы греющей секции

Все физические величины в (4.12) – (4.15) принимаются при температуре насыщения греющего пара. Для практических расчетов рекомендуется к полученным значениям α_1 вводить поправочный множитель, учитывающий состояние поверхности труб. Для частично окисленных неравномерно шероховатых поверхностей $\alpha'_1 = 0,75\alpha_1$; для сильно окисленных поверхностей $\alpha'_1 = 0,64\alpha_1$.

Расчету теплообмена от стенок труб к кипящей воде предшествует расчет скорости циркуляции в контуре, образованном трубками греющей секции и кольцевой щелью между корпусом испарителя и этой секцией. Определение скорости циркуляции проводится путем сопоставления движущего напора, возникающего за счет разницы в значениях плотности среды в опускных и подъемных участках, и гидравлических потерь на всех участках контура циркуляции.

Контур циркуляции испарителя поверхностного типа показан на рис. 4.11. Движущий напор, приведенного на рис. 4.11 контура циркуляции определяется по формуле

$$\Delta p_{\text{дв}} = g(\rho' - \rho_{\text{см}})h, \quad (4.16)$$

где h – высота участка труб, по которому течет пароводяная смесь, м; $\rho_{\text{см}}$ – средняя истинная плотность среды на участке труб с пароводяной смесью, кг/м³.

Величина $\rho_{\text{см}}$ может быть выражена через объемное истинное паросодержание потока φ в трубах греющей секции и плотность воды и пара следующим образом:

$$\rho_{\text{см}} = \rho' - \varphi(\rho' - \rho''). \quad (4.17)$$

Тогда

$$\Delta p_{\text{дв}} = g\varphi(\rho' - \rho'')h. \quad (4.18)$$

Истинное объемное паросодержание в трубах греющей секции.

$$\varphi = \beta_{\text{расч}}(1 + W^*/W_{\text{см.расч}})^{-1}, \quad (4.19)$$

где $\beta_{\text{расч}}$ – расчетное паросодержание смеси; $W_{\text{см.расч}}$ – расчетная скорость пароводяной смеси, м/с; W^* – скорость всплытия пузырей пара в пароводяной смеси, м/с.

Скорость всплытия пузырей пара в пароводяной смеси определяется по значению скорости всплытия одиночных пузырей в неподвижной жидкости

$$W_{\text{пуз}} = 1,5 \sqrt{g\sigma \frac{\rho' - \rho''}{(\rho')^2}} \quad (4.20)$$

с учетом фактора взаимодействия

$$\psi_{\text{вз}} = 1,4(\rho'/\rho'')^{1/5}(1 - \rho''/\rho')^5, \quad (4.21)$$

т.е.

$$W^* = W_{\text{пуз}}\psi_{\text{вз}}. \quad (4.22)$$

Значение расчетной скорости смеси определяется как сумма средней приведенной скорости пара $W''_{\text{орасч}} = W''_{\text{о.к}}/2$ и скорости циркуляции W_o :

$$W_{\text{см.расч}} = W''_{\text{о.к}}/2 + W_o, \quad (4.23)$$

где $W''_{\text{о.к}}$ – приведенная скорость пара на выходе из труб греющей секции, м/с. Значение $W''_{\text{о.к}}$ – определяется по значению количества пара, образующегося в трубках греющей секции:

$$W''_{\text{ок}} = \frac{Q_{\text{п}}}{z\tau_{\text{вт}}\rho''0,785d_{\text{вн}}^2}. \quad (4.24)$$

С учетом (4.23) расчетное паросодержание смеси в трубках греющей секции определяется по выражению

$$\beta_{\text{расч}} = W_{\text{см.расч}}/(W_{\text{см.расч}} + W_o). \quad (4.25)$$

Высота участка труб греющей секции, по которому течет пароводяная смесь, h в (4.16) определяется с учетом того, что часть высоты трубок $h_{\text{но}}$; - затоплена водой и не обогревается конденсирующимся паром, а также наличия экономайзерного участка $h_{\text{эк}}$, на котором нет парообразования (см. рис. 4.11).

Высота экономайзерного участка при расчетах контура естественной циркуляции испарителей определяется по формуле

$$h_{\text{эк}} = \frac{-\Delta h_{\text{щ}} - (\Delta p_{\text{оп}} + \Delta p_{\text{но}} + \Delta p_{\text{эк}})(\partial h'/\partial p)}{4q_{\text{вн}}/(\rho'W_o d_{\text{вн}}) + g\rho'(\partial h'/\partial p)} + \frac{g\rho'(h_{\text{полн}} - h_{\text{но}})(\partial h'/\partial p)}{4q_{\text{вн}}/(\rho'W_o d_{\text{вн}}) + g\rho'(\partial h'/\partial p)}, \quad (4.26)$$

где $\Delta h_{\text{щ}}$ – приращение энтальпии воды в кольцевой щели от боковой поверхности греющей секции, кДж/кг; $\Delta p_{\text{оп}}$, $\Delta p_{\text{но}}$, $\Delta p_{\text{эк}}$ – потери давления при движении воды соответственно в опускном, необогреваемом и экономайзерном участках контура циркуляции, Па; $\partial h' / \partial p$ – изменение энтальпии воды при температуре насыщения в зависимости от давления при $p \rightarrow p_{\text{н.к}}$, кДж/(кг · Па) (здесь $p_{\text{н.к}}$ – давление в сечении, где жидкость начинает закипать).

Значение $\Delta p_{\text{дв}}$, рассчитываемое по (4.16), определяет движущий напор в трубах греющей секции, обусловленный разностью плотностей жидкости и пароводяной смеси. Однако при подъемном движении пароводяной смеси его значение уменьшается до значения полезного напора $\Delta p_{\text{пол}}$ за счет потерь давления в трубках, на выходе из них и потерь на ускорение потока, связанных с изменением количеств движения в конечном и начальном сечениях рассматриваемого участка труб. С учетом этого полезный напор потока

$$\Delta p_{\text{пол}} = \Delta p_{\text{дв}} - \Delta p''_{\text{тр}} - \Delta p''_{\text{вых}} - \Delta p_{\text{уск}}. \quad (4.27)$$

Потери давления при движении в трубах пароводяной смеси определяются по выражению

$$\Delta p''_{\text{тр}} = \lambda_0 h \frac{\rho' W_0^2}{2} \left[1 + \psi \frac{W''_{\text{ок}}}{2W_0} \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'} \right) \right], \quad (4.28)$$

где ψ – коэффициент, учитывающий влияние структуры потока на сопротивление (равен примерно 1,5).

Потери давления, возникающие при выходе потока из труб, определяются по формуле

$$\Delta p''_{\text{вых}} = \xi_{\text{вых}} \frac{\rho' W_0^2}{2} \left[1 + \frac{W''_{\text{ок}}}{W_0} \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'} \right) \right]. \quad (4.29)$$

Для двухфазного потока, протекающего в трубах греющей секции от сечения закипания воды до выходного, потеря давления на ускорение может быть определена как сумма изменений количеств движения каждой из фаз. Тогда значение $\Delta p_{\text{уск}}$ может быть определено как

$$\Delta p_{\text{уск}} = (\rho' W_0)^2 (y_2 - y_1), \quad (4.30)$$

где $y = \frac{x^2}{\rho'' \varphi} + \frac{(1-x)^2}{\rho' (1-\varphi)}$ – суммарное количество движения паровой и жидкой фаз, отнесенное к 1 м² площади сечения трубы; y_2 и y_1 – соответствуют конечному и начальному сечению паробразующего участка трубы.

Гидравлическое сопротивление подводящего участка контура циркуляции определяется суммой:

$$\Delta p_{\text{подв}} = \Delta p_{\text{оп}} + \Delta p_{\text{но}} + \Delta p_{\text{эк}}, \quad (4.31)$$

где $\Delta p_{\text{оп}} = \Delta p_{\text{тр.ц}} + \Delta p_{\text{вх.вых}}$ – потери давления потоком в опускной щели и на входе и выходе из нее, Па; $\Delta p_{\text{но}} = \Delta p_{\text{вх.тр}} + \Delta p_{\text{тр}}$ – потери давления на входе в трубы и при движении в них до начала обогрева, Па; $\Delta p_{\text{эк}}$ – потери давления на экономайзерном участке.

Значением $\Delta p_{\text{эк}}$ можно пренебречь; при учете его задаются с последующим уточнением высотой экономайзерного участка $\Delta h_{\text{эк}}$. Значения $\Delta p_{\text{оп}}$ и $\Delta p_{\text{но}}$ находятся по известным формулам для определения гидравлических потерь.

При расчете скорости циркуляции графоаналитическим методом задаются несколькими значениями W_0 и определяют $\Delta p_{\text{подв}}$ и $\Delta p_{\text{пол}}$. Точка пересечения кривых изменения полезного напора и потерь давления в подводящих участках дает искомое значение W_0 .

Интенсивность теплообмена при кипении в условиях вынужденного движения в существенной мере зависит от структуры течения парожидкостной смеси. Структура течения смеси характеризуется значениями режимных параметров.

Как было показано Л.С. Стерманом [4], область режимных параметров, в которой механизм переноса, обусловленный процессом парообразования, не влияет на интенсивность теплообмена при кипении, определяется условием

$$\frac{q}{r\rho''W_0} \left(\frac{\rho''}{\rho'} \right)^{1,45} \left(\frac{r}{c_p T_{\text{н}}} \right)^{0,33} \leq 0,4 \cdot 10^{-5}. \quad (4.32)$$

При соблюдении этого условия коэффициент теплоотдачи к кипящей жидкости определяется по формуле конвективного теплообмена при турбулентном движении однофазной среды

$$\text{Nu}_{\text{кип}} = \text{Nu}_{\text{б.к}} = 0,023 \text{ Re}^{0,8} \text{ Pr}^{0,37}. \quad (4.33)$$

Здесь $\text{Nu}_{\text{кип}}$ и $\text{Nu}_{\text{б.к}}$ – числа Нуссельта в процессе теплоотдачи при кипении жидкости и при отсутствии кипения,

При невыполнении условия (4.32) интенсивность теплообмена при кипении в условиях вынужденного движения можно определять по формуле

$$\frac{\text{Nu}_{\text{кип}}}{\text{Nu}_{\text{б.к}}} = 6150 \left[\frac{q}{r\rho''W_0} \left(\frac{\rho''}{\rho'} \right)^{1,45} \left(\frac{r}{c_p T_{\text{н}}} \right)^{0,33} \right]^{0,7}. \quad (4.34)$$

По полученным значениям α_1 и α_2 определяется коэффициентом теплопередачи.

Методика теплового расчета испарителей с вынесенной зоной кипения и естественной циркуляцией несколько отличается от рассмотренной выше. Это отличие обусловлено тем, что парообразование в этих аппаратах происходит в верхней части подъемной трубы. Следовательно

подводящая часть циркуляционного контура включает в себя кольцевой опускной канал, опускные трубы, трубы греющей секции, переходной участок из греющей секции в подъемную трубу и экономайзерный участок подъемной трубы. Кроме того, при расчете полезного напора необходимо учитывать потери давления, затрачиваемого на подъем пароводяной смеси от отметки, соответствующей уровню воды в корпусе испарителя, до выходного сечения подъемной трубы (0,15–0,25)м.

Эти потери определяются по выражению

$$\Delta p_{\text{прев}} = h_{\text{прев}} g (\rho' - \rho'') (1 - \varphi_k), \quad (4.35)$$

где φ_k – паросодержание потока в конечном сечении подъемной трубы.

Расчет испарительных установок мгновенного вскипания предполагает определение предварительно принимаемых значений коэффициентов теплопередачи в основном подогревателе и конденсаторе испарителя, а также установление условий эффективного парообразования при вводе перегретой воды в испаритель-расширитель.

Основным условием эффективной работы испарителя-расширителя является исключение возможности начала кипения жидкости в водо-подводящих трубопроводах. Это достигается, когда потеря давления в сечении выхода воды в объем $\Delta p_{\text{щ}}$ больше, чем разность между давлением, соответствующим температуре циркулирующей воды на входе и давлением в корпусе испарителя-расширителя.

Гидравлическое сопротивление выходных щелей раздающего устройства циркулирующей воды $\Delta p_{\text{щ}}$ определяется по формуле

$$\Delta p_{\text{щ}} = \xi_{\text{щ}} \frac{W^2 \rho}{2g} \left[1 + x \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right], \quad (4.36)$$

где $\xi_{\text{щ}}$ – коэффициент сопротивления выходной щели; W – скорость воды в подводящих трубопроводах, м/с; x – паросодержание потока на кромке среза выходной щели.

Значение паросодержания x в (4.36) определяется выражением

$$x = (h_{\text{ср}}^s - h_p^s) / r_p. \quad (4.37)$$

4.5. Расчет устройств для очистки пара и качества испарителей

Попадание влаги, а вместе с ней и примесей в паровой объем испарителей обусловлено дроблением жидкости при барботаже, разрушением струй пароводяной смеси, а также разрывом оболочек паровых пузырей на границе раздела фаз. При этом размеры поступающих в паровой объем капель различны. Эти капли или уносятся потоком или падают назад на зеркало испарения. Количество возвращаемых назад капель зависит как от их начальной кинетической энергии, так и от высоты парового пространства. Капли малых размеров, имеющие малую начальную кинетическую энергию, могут свободно транспортироваться

потоком пара в паровом объеме. Таким образом, влажность пара определяется количеством капель, забрасываемых на высоту расположения паропроводящих патрубков, а также выносимых (транспортируемых) потоком пара. Соотношение между забрасываемой и транспортируемой влагой зависит от скорости потока пара и высоты парового объема. Л.С. Стерман [4] показал, что при значении комплекса

$$N = \frac{(W_0'')^2}{\varphi g H} \leq N_{\text{пр}} = 4,2 \cdot 10^{-6} (\text{Ga}')^{0,56} \left(\frac{\rho''}{\rho' - \rho''} \right)^{0,35} \quad (4.38)$$

влажность пара на высоте парового объема 0,8м и более определяется выражением [4]

$$\omega = c \cdot 10^4 (W_0'')^{2,76} / H^{2,3}. \quad (4.39)$$

Значение φ в (4.38) определяется зависимостью

$$\varphi = 0,26 \left(\frac{(W_0'')^2}{g \sqrt{\sigma / [g(\rho' - \rho'')]} } \right)^{0,36} \left(\frac{\rho''}{\rho' - \rho''} \right)^{0,12}, \quad (4.40)$$

$$\text{Ga}' = g \left(\sqrt{\frac{\sigma}{g \rho''}} \right)^3 / \nu^2. \quad (4.41)$$

При $N > N_{\text{пр}}$, что соответствует более высоким значениям приведенной скорости пара W_0'' , влажность пара резко возрастает вплоть до значений $\omega \sim (W_0'')^{5 \div 6}$.

Следует отметить, что на значение уноса влаги оказывает влияние не только скорость потока пара, но и состав воды, из которой он генерируется. Формула (4.39) получена для условий, когда концентрация примесей в воде ниже некоторого критического значения. При превышении этого значения возрастает пенообразующая способность барботажного слоя, что затрудняет разделение фаз и резко повышает транспортируемый унос частиц с малой объемной плотностью (пены). По данным испытаний испарителей ТЭС значения критической концентрации примесей находятся в диапазоне (6–10) г/кг. При более высоких концентрациях (от 15 г/кг и выше), как показывают результаты испытаний, формула (4.39) в полной мере определяет унос капельной влаги.

Наиболее распространенными устройствами для очистки пара в испарителях являются паропромывочные дырчатые листы и жалюзийные сепараторы. Устройства с орошаемой набивкой для промывки пара в настоящее время не применяются.

Паропромывочный дырчатый лист представляет собой беспровальную тарелку, на которую подается питательная вода испарителя или основной конденсат турбоустановки. В зависимости от требований к качеству получаемого пара в испарителях могут устанавливаться один или два паропромывочных листа.

Слой воды над листом удерживается потоком проходящего через отверстия пара. Для поддержания такого режима необходимо, чтобы скорость пара на входе в отверстия листа была выше некоторой минимальной скорости и в то же время ниже значений, при которых отверстия листа превращаются в распыливающее устройство.

При скорости пара близкой к минимальному значению, когда дальнейшее незначительное понижение ее приведет к провалу жидкости через отверстия листа, устанавливается баланс сил, создаваемых разностью давлений, и сил, создаваемых столбом жидкости над отверстием и ее поверхностным натяжением. Этот баланс имеет вид

$$\pi R_1^2 \frac{\rho'' W_0''}{2} \left(\xi_{\text{сл.в}} \frac{H}{2R_1} + \xi_{\text{отв}} \right) = 2\pi R_1^2 \left(\frac{\sigma}{R_1} + g\rho'' \frac{h_{\text{ур}}}{2} \right), \quad (4.42)$$

где $\xi_{\text{сл.в}}$, $\xi_{\text{отв}}$ – коэффициенты сопротивления при прохождении пара через слой воды и отверстия; H , $h_{\text{ур}}$ – действительная высота барботажного слоя и массовый уровень жидкости над листом, м; R_1 – радиус отверстия дырчатого листа, м.

Из (4.42) при условии, что сопротивление проходу пара через барботажный слой существенно меньше сопротивления листа, можно получить зависимость, определяющую минимальную скорость пара, при которой провал жидкости отсутствует:

$$W_{\text{мин}}'' = \sqrt{\frac{2g\rho'}{\xi_{\text{отв}}\rho''} \left(H(1 - \bar{\varphi}) + \frac{2\sigma}{R_1 g \rho'} \right)}, \quad (4.43)$$

где $\bar{\varphi}$ – среднее паросодержание барботажного слоя.

Для испарителей, работающих при давлениях, близких к атмосферному, $\bar{\varphi}$ определяется выражением

$$\bar{\varphi} = \frac{1}{1 + 1/\sqrt{Fr}}, \quad (4.44)$$

где $Fr = (W_0'')^2 / (gh_{\text{ур}})$.

Для расчета минимальной скорости применима также формула (2.16), полученная на основе обработки экспериментальных данных.

Максимальная скорость пара в отверстиях дырчатого листа, при которой происходит динамическое разрушение барботажного слоя, определяется зависимостью [3]

$$\frac{W_{\text{макс}}'' \rho''}{\sqrt{g\sigma(\rho' - \rho'')}} = 1,26 \cdot 10^{-9} \left(\frac{h}{\sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')}}} \right)^{0,24} \left(\frac{\mu^2 \sqrt{g(\rho' - \rho'')}}{\sigma^{3/2} \rho'} \right)^{1,66} \quad (4.45)$$

С учетом приведенных зависимостей скорость пара в отверстиях дырчатого листа принимается из условия

$$W_{\text{макс}}'' < W_0'' > W_{\text{мин}}'' \quad (4.46)$$

а общая площадь отверстий

$$F_{\text{отв}} = \frac{D_{\text{и}}}{\rho'' W_0''}. \quad (4.47)$$

При концентрации примесей в воде, из которой генерируется пар, $S_{\text{к}}$ количество примесей, поступающих на промывочное устройство, определяются формулой

$$S_{\text{п1}} = \omega S_{\text{к}}. \quad (4.48)$$

Полагая, что все примеси, поступающие с паром, задерживаются в барботажном слое, содержание примесей в промывочной воде на листе $S_{\text{пр.в}} = S_{\text{п.в}} + S_{\text{п1}}$, где $S_{\text{п.в}}$ – содержание примесей в воде, поступающей на дырчатый лист. В действительности, часть примесей, поступающих с паром в барботажный слой, проходит его транзитом.

Для оценки эффективности промывки пара в барботажном слое принимают коэффициент очистки $\eta_{\text{пр}}$, который по данным экспериментальных исследований находится в пределах (0,9–0,95). С учетом этого количество примесей, выносимых паром в пространство над дырчатым листом, определяется как сумма примесей, проходящих транзитом (проскок) и выносимых паром, за счет увеличения его в барботажном слое:

$$S_{\text{п2}} = S_{\text{п1}}(1 - \eta_{\text{пр}}) + \omega_1 S_{\text{пр.в}}, \quad (4.49)$$

где ω_1 – влажность пара на выходе из барботажного слоя. В общем случае $\omega_1 \geq \omega$, так как процесс выноса влаги из тонких слоев жидкости отличается от вышерассмотренного, но в практических расчетах принимается равенство $\omega_1 = \omega$.

Эффективность очистки (осушки) пара в жалюзийном сепараторе достаточно изучена и при

$$N < N_{\text{пр}} = 0,208 \cdot 10^{-4} (\text{Ga}')^{0,47} \omega^{0,16} \quad (4.50)$$

коэффициент очистки пара в жалюзийном сепараторе $\eta_{\text{ж}}$ может приниматься равным (0,75–0,85).

В этом случае количество примесей поступающих в патрубков отвода вторичного пара из испарителя может быть определено выражением

$$S_{\text{д}} = S_{\text{п2}}(1 - \eta_{\text{ж}}). \quad (4.51)$$

Для испарителей с двумя ступенями промывки на второй паропромывочный лист подводится конденсат, расход которого $\alpha_{\text{к}}$ составляет (3–5)% производительности испарителя. Содержание примесей в промывочной воде для этих условий

$$S_{\text{пр.в2}} = \frac{1}{\alpha_{\text{к}}} S_{\text{п2}} \eta_{\text{пр}}, \quad (4.52)$$

а содержание примесей в паре на входе в жалюзийный сепаратор

$$S_{пз} = S_{п2}(1 - \eta_{пр}) + \omega S_{пр.в2}. \quad (4.53)$$

Расчет качества пара испарителей с вынесенной зоной кипения и мгновенного вскипания не отличается от изложенного. Значения влажности пара при его скорости на входе в жалюзийный сепаратор ниже значений, определяемых по (4.39). Поэтому значения по количеству примесей, определяемые расчетом, могут оказаться завышенными.

Пример расчета испарителя поверхностного типа.¹ Исходные данные к расчету принимаем из рассмотренного ранее примера определения оптимальной площади поверхности нагрева испарителя (см. §4.2): производительность испарителя $D_{и} = 14$ т/ч; температурный напор $\Delta t_{и} = 15,8$ °C; давление греющего пара $p_{гр} = 0,2$ МПа; давление вторичного пара $p_{вт} = 0,12$ МПа; продувка $p_{пр} = 0,02$.

Количество теплоты, передаваемое греющим паром в испарителе,

$$\begin{aligned} Q &= D_{и}(h''_{вт} - h'_{вт}) + D_{и}(1 + p_{пр})(h'_{вт} - h_{п.в}) = \\ &= \frac{14 \cdot 10^3}{3600} (2683,8 - 439,4) + 1,02 \frac{14 \cdot 10^3}{3600} (439,4 - 435,0) = \\ &= 8710,6 \text{ кДж/с.} \end{aligned}$$

Предварительно принимаем коэффициент теплопередачи по отношению к внутренней поверхности труб испарителя $F_{тр.вн}$ равным $2,2$ кВт/(м² · К). Тогда

$$F_{тр.вн} = \frac{Q}{\Delta t_{и} k_{и}} = \frac{8710,6}{15,8 \cdot 2,2} = 250,6 \text{ м}^2.$$

Считаем, что в греющей секции собрано 1600 труб диаметром $32 \times 2,5$ мм и длиной 2,02 м, активная длина трубок, на которой осуществляется теплопередача,

$$L_{акт} = \frac{F_{тр.вн}}{\pi d_{вн} z} = \frac{250,6}{3,14 \cdot 0,033 \cdot 1600} = 1,5 \text{ м.}$$

Тепловой поток к наружной поверхности трубок

$$q_{нар} = \frac{Q}{F_{тр.нар}} = \frac{Q}{F_{тр.вн} d_{нар} / d_{вн}} = \frac{8710,6}{250,6 \cdot 38 / 33} = 30,2 \text{ кВт/м}^2.$$

Число Re пленки конденсата на поверхности охлаждения греющего пара (в нижней ее части)

$$Re = \frac{q_{нар} L_{акт}}{r \rho \nu} = \frac{30,2 \cdot 1,5 \cdot 10^6}{2202,2 \cdot 943,1 \cdot 0,244} = 89,4.$$

¹ Расчет составлен по методике, предложенной Л.С.Стерманом в [4].

Тогда коэффициент теплоотдачи от пара к стенке трубок

$$\alpha_1 = 1,01\lambda \left(\frac{g}{\nu^2} \right)^{1/3} \text{Re}^{-1/3} =$$

$$= 1,01 \cdot 685,3 \cdot 10^{-3} \left(\frac{9,81}{0,244^2} \right)^{1/3} \cdot 89,4^{-1/3} = 8482 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

С учетом окисления поверхности

$$\alpha'_1 = 0,67 \cdot 8482 = 4683 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Расчет скорости циркуляции проведен графоаналитическим методом. В качестве расчетных значений примем $W_0 = 0,6; 0,8$ и 1 м/с.

Площадь сечения кольцевой щели (с учетом загромождения опускаемыми трубами) в соответствии с рис. 4.11

$$F_{\text{щ}} = 0,785(D_{\text{вн}}^2 - D_{\text{гр.с}}^2) - 0,785d_{\text{оп.т}}^2 n =$$

$$= 0,785(3^2 - 2,72^2) - 0,785 \cdot 0,066^2 \cdot 22 = 1,2 \text{ м}^2.$$

При $W_0 = 1$ м/с, скорость воды в щели

$$W'_0 = W_0 \frac{z \cdot 0,785d_{\text{вн}}^2}{F_{\text{щ}}} = 1 \frac{1600 \cdot 0,785 \cdot 0,033^2}{1,2} = 1,16 \text{ м/с}.$$

Потери давления при движении воды в кольцевой щели

$$\Delta p_{\text{тр.щ}} = \lambda_0 H_{\text{щ}} \frac{\rho'(W'_0)^2}{2} = 0,075 \cdot 2,02 \frac{954,6 \cdot 1,16^2}{2} = 93,7 \text{ Па}.$$

Потери давления на входе и выходе из щели

$$\Delta p_{\text{вх.вых}} = (\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}}) \frac{\rho'(W'_0)^2}{2} = (0,5 + 1) \frac{954,6 \cdot 1,16^2}{2} = 930,5 \text{ Па}.$$

Потери давления на входе в трубки греющей секции

$$\Delta p_{\text{вх.тр}} = \xi_{\text{вх}} \frac{\rho'(W'_0)^2}{2} = 0,5 \frac{954,6 \cdot 1^2}{2} = 238,7 \text{ Па}.$$

Потери давления при движении воды в трубках на необогреваемом участке

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda_0 h_{\text{но}} \frac{\rho'W_0^2}{2} = 0,08 \cdot 0,16 \frac{954,6 \cdot 1^2}{2} = 61,1 \text{ Па}.$$

Для расчета потерь давления на экономайзерном участке трубок примем предварительно его высоту $h_{\text{эк}} = 0,9$ м. Тогда $\Delta p_{\text{эк}} = \lambda_0 h_{\text{эк}} \left(\frac{\rho'W_0^2}{2} \right) = 0,8 \cdot 0,9 \frac{954,6 \cdot 1^2}{2} = 343,4 \text{ Па}$. Количество теплоты, передаваемое воде при движении ее в щели между корпусом испарителя и греющей секцией,

$$Q_{\text{щ}} = \pi D_{\text{гр.с}} H_{\text{гр.с}} k_{\text{и}} \Delta t_{\text{и}} =$$

$$= 3,14 \cdot 2,72 \cdot 2,02 \cdot 2,2 \cdot 15 \cdot 8 = 599,7 \text{ кДж/с}.$$

Повышение энтальпии воды в щели

$$\Delta h_{\text{щ}} = \frac{Q_{\text{щ}}}{0,785 d_{\text{вн}}^2 W_0 \rho'} =$$

$$= \frac{599,7}{0,785 \cdot 0,033^2 \cdot 1600 \cdot 1 \cdot 954,6} = 0,46 \text{ кДж/кг.}$$

Высота экономайзерного участка

$$h_{\text{эк}} = \frac{-\Delta h_{\text{щ}} - (\Delta p_{\text{оп}} + \Delta p_{\text{но}} + \Delta p_{\text{эк}}) \frac{\partial h'}{\partial p} + g \rho' (h_{\text{полн}} - h_{\text{но}}) \frac{\partial h'}{\partial p}}{\frac{4 q_{\text{вн}}}{\rho' W_0 d_{\text{вн}}} + g \rho' \frac{\partial h'}{\partial p}} =$$

$$= \frac{-0,46 - (930,5 + 93,7 + 238,7 + 61,1 + 343,4) \cdot 9,83 \cdot 10^{-4}}{\frac{4 \cdot 34,76}{954,6 \cdot 1,0 \cdot 0,033} + 9,81 \cdot 954,6 \cdot 9,83 \cdot 10^{-4}} +$$

$$+ \frac{9,81 \cdot 954,6 (2,02 - 0,16) \cdot 9,83 \cdot 10^{-4}}{\frac{4 \cdot 34,76}{954,6 \cdot 1,0 \cdot 0,033} + 9,81 \cdot 954,6 \cdot 9,83 \cdot 10^{-4}} = 1,1 \text{ м}$$

Полученное значение $h_{\text{эк}}$ не совпадает с принятым ($h_{\text{эк}} = 0,9 \text{ м}$), поэтому расчет следует повторить при $h_{\text{эк}} = 1,1 \text{ м}$. Получаем

$$\Delta p_{\text{эк}} = 0,8 \cdot 1,1 \frac{954,6 \cdot 1,0^2}{2} = 420 \text{ Па} \quad \text{и} \quad h_{\text{эк}} = 1,097 \text{ м.}$$

Общее сопротивление в подводящих линиях до сечения начала закипания воды

$$\Delta p_{\text{подв}} = \Delta p_{\text{оп}} + \Delta p_{\text{но}} + \Delta p_{\text{эк}} =$$

$$= 930,5 + 93,7 + 238,7 + 61,1 + 420 = 1744 \text{ Па.}$$

Количество пара, образующегося в одной трубке греющей секции,

$$G_1'' = \frac{Q}{r z} = \frac{8710,6}{2244 \cdot 1600} = 2,43 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с.}$$

Приведенная скорость пара на выходе из трубок греющей секции

$$W_{\text{ок}}'' = \frac{G_1''}{\rho'' 0,785 d_{\text{вн}}^2} = \frac{2,43 \cdot 10^{-3}}{0,7 \cdot 0,785 \cdot 0,033^2} = 4,12 \text{ м/с.}$$

Расчетная средняя приведенная скорость пара в трубках

$$W_{\text{орасч}}'' = W_{\text{ок}}'' / 2 = 2,06 \text{ м/с,}$$

а расчетное паросодержание в них

$$\beta_{\text{расч}} = W_{\text{орасч}}'' / (W_{\text{орасч}}'' + W_0) = 2,06 / (2,06 + 1) = 0,673.$$

Скорость подъема пароводяной смеси

$$W_{\text{см.расч}} = W''_{0\text{расч}} + W_0 = 2,06 + 1 = 3,06 \text{ м/с.}$$

Скорость всплытия одиночного пузыря в неподвижной жидкости

$$\begin{aligned} W_{\text{пуз}} &= 1,5 \sqrt{g \sigma \frac{\rho' - \rho''}{(\rho')^2}} = \\ &= 1,5 \sqrt{\frac{9,81 \cdot 58 \cdot 10^{-3} (954,6 - 0,7)}{954,6^2}} = 0,234 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Фактор взаимодействия

$$\psi_{\text{вз}} = 1,4 \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right)^{1,5} \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'} \right)^5 = 1,4 \left(\frac{954,6}{0,7} \right)^{1,5} \left(1 - \frac{0,7}{954,6} \right)^5 = 5,89.$$

Тогда истинное объемное паросодержание

$$\begin{aligned} \varphi_{\text{расч}} &= \beta_{\text{расч}} \left(1 + \frac{W_{\text{пуз}} \psi_{\text{вз}}}{W_{\text{см.расч}}} \right)^{-1} = \\ &= 0,673 \left(1 + \frac{0,234 \cdot 5,89}{3,06} \right)^{-1} = 0,464. \end{aligned}$$

Движущий напор циркуляции при $h_{\text{пар}} = h_{\text{полн}} - h'_{\text{по}} - h_{\text{эк}} = 2,02 - 0,16 - 1,1 = 0,76 \text{ м}$

$$\Delta p_{\text{дв}} = g(\rho' - \rho'') \varphi_{\text{расч}} = 9,81(954,6 - 0,7) \cdot 0,464 = 4342 \text{ Па.}$$

Потери на трение в трубках греющей секции при подъемном движении смеси

$$\begin{aligned} \Delta p''_{\text{тр}} &= \lambda_0 h_{\text{пар}} \frac{\rho' W_0^2}{2} \left[1 + \psi \frac{W_0''}{2W_0} \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'} \right) \right] = \\ &= 0,8 \cdot 0,76 \frac{954,6 \cdot 1,0^2}{2} \left[1 + 1,5 \frac{4,12}{2 \cdot 1} \left(1 - \frac{0,7}{954,6} \right) \right] = 1573 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Потери на выходе потока пароводяной смеси из трубок

$$\begin{aligned} \Delta p''_{\text{вых}} &= \xi_{\text{вых}} \frac{\rho' W_0^2}{2} \left[1 + \frac{W_0''}{W_0} \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'} \right) \right] = \\ &= 1,2 \frac{954,6 \cdot 1^2}{2} \left[1 + \frac{4,12}{1} \left(1 - \frac{0,7}{954,6} \right) \right] = 2933 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Потери на ускорение потока

$$\Delta p_{\text{уск}} = (\rho' W_0)^2 (y_2 - y_1).$$

При этом

$$y = \frac{x_2}{\rho''\varphi} + \frac{(1-x)^2}{\rho'(1-\varphi)}.$$

Для сечения закипания воды $x = 0$ и $\varphi = 0$, т.е. $y_1 = 1/\rho' = 1/954,6 \text{ м}^3/\text{кг}$.

В сечении на выходе

$$x_k = \frac{G''}{G' + G''} = \frac{\rho'' W''_{\text{ок}}}{\rho' W_0} = \frac{0,7 \cdot 4,12}{954,6 \cdot 1} = 0,00302.$$

Для выходного сечения пароводяной смеси

$$W_{\text{см.к}} = W''_{\text{ок}} + W_0 = 4,12 + 1,0 = 5,12 \text{ м/с};$$

$$\beta_k = \frac{W''_{\text{ок}}}{W''_{\text{ок}} + W_0} = \frac{4,12}{4,12 + 1} = 0,804;$$

$$\varphi_k = \beta_k / \left(1 + \frac{W^*}{W_{\text{см.к}}} \right) = \frac{0,804}{(1 + 0,234 \cdot 5,89/5,12)} = 0,633.$$

Тогда

$$y_2 = \frac{(0,00302)^2}{0,7 \cdot 0,633} + \frac{(1 - 0,00302)^2}{954,6(1 - 0,633)} \approx \frac{1}{954,6 \cdot 0,367} \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Потери на ускорение

$$\Delta p_{\text{уск}} = (954,6 \cdot 1)^2 \left(\frac{1}{954,6 \cdot 0,367} - \frac{1}{954,6} \right) = 1646 \text{ Па}.$$

Полезный напор

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{пол}} &= \Delta p_{\text{дв}} - \Delta p''_{\text{тр}} - \Delta p''_{\text{вых}} - \Delta p_{\text{уск}} = \\ &= 4342 - 1573 - 2933 - 1646 = -1810 \text{ Па}. \end{aligned}$$

Аналогичные расчеты для $W_0 = 0,6$ и $0,8 \text{ м/с}$ дают возможность установить, что скорость циркуляции для данного испарителя составляет $0,79 \text{ м/с}$.

Для выбора расчетной зависимости, определяющей условия теплообмена трубок греющей секции, находим комплекс

$$\begin{aligned} \frac{q_{\text{вн}}}{r_{\text{вт}} \rho'' W_0} \left(\frac{\rho''}{\rho'} \right)^{1,45} \left(\frac{r_{\text{вт}}}{c_p T_{\text{н}}} \right)^{0,33} &= \\ &= \frac{34,76}{2244,6 \cdot 0,7 \cdot 0,79} \left(\frac{0,7}{954,6} \right)^{1,45} \left(\frac{2244,6}{4,22 \cdot 377,8} \right)^{0,33} = 0,79 \cdot 10^{-6}. \end{aligned}$$

Так как значение комплекса меньше $0,4 \cdot 10^{-5}$, то α_2 определяем из выражения

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,37} = 0,023 \left(\frac{0,79 \cdot 0,033}{0,28 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} (1,648)^{0,37} = 260,1,$$

откуда

$$\alpha_2 = Nu \lambda / d_{\text{вн}} = 260,1 \cdot 0,68 / 0,033 = 5360 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}).$$

Для внутренней поверхности трубок испарителя можно принять $R_{\text{окс}} = 0,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{с}/\text{Вт}$. С учетом $R_{\text{окс}}$

$$\alpha'_2 = \frac{1}{1/\alpha_2 + R_{\text{окс}}} = \frac{1}{1/5360 + 0,7 \cdot 10^{-4}} = 3906 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}).$$

Коэффициент теплопередачи по отношению к внутренней поверхности трубок

$$k_{\text{вн}} = \frac{1}{\frac{1}{5683} + \frac{0,033}{2,47} \ln \frac{0,038}{0,033} + \frac{1}{3906} \frac{0,033}{0,038}} = 2234 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}).$$

Погрешность предварительно принятого значения $k_{\text{н}}$ составляет $\frac{2200-2234}{2200} \cdot 100 = 1,5\%$, что вполне допустимо.

Расчет устройства для очистки пара. Исходные данные к расчету: производительность – 14 т/ч, давление вторичного пара 0,12 МПа, солесодержание питательной воды 1000 мг/л; испаритель имеет внутренний диаметр 3 м и одну ступень промывки пара.

Приведенная скорость пара в корпусе испарителя (без учета конденсации части пара в слое промывочной воды)

$$W''_0 = \frac{D_{\text{н}}}{3600 \rho'' 0,785 D_{\text{вн}}^2} = \frac{14 \cdot 10^3}{3600 \cdot 0,7 \cdot 0,785 \cdot 3^2} = 0,79 \text{ м}/\text{с}.$$

Диаметр отверстий дырчатого паропромывочного листа равен 6 мм, а высота слоя воды над ним – 60 мм. Тогда минимальная скорость пара, соответствующая беспровальному режиму работы листа,

$$W''_{\text{пр}} = \sqrt{\frac{2g\rho'}{r_{\text{отв}}\rho''}} \sqrt{H(1-\bar{\varphi}) + \frac{2\sigma}{R_1 g \rho'}} = \\ = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 954,6}{2,6 \cdot 0,7}} \sqrt{0,065(1-0,78) + \frac{2 \cdot 5,8 \cdot 10^{-2}}{0,003 \cdot 9,81 \cdot 954,6}} = 13,6 \text{ м}/\text{с},$$

где $r_{\text{отв}} = 2,6$; $H = 0,065$ м и $\bar{\varphi}$, полученное из выражения $\bar{\varphi}^2(1-\varphi) = (W''_0)^2/gH$, равно 0,78. Принимаем скорость в отверстиях $W_{\text{отв}} = 1,2$ м/с, при этом $W''_{\text{пр}} = 16,32$ м/с. Тогда общая площадь отверстий в листе

$$F_{\text{отв}} = \frac{D_{\text{н}}}{3600 \rho'' W''_{\text{отв}}} = \frac{14 \cdot 10^3}{3600 \cdot 0,7 \cdot 16,32} = 0,34 \text{ м}^2.$$

Число отверстий $N = \frac{F_{отв}}{0,785d_{отв}^2} = \frac{0,34}{0,785 \cdot 0,006^2} = 12\,031$. Влажность пара в корпусе испарителя под дырчатым листом

$$\omega_1 = c(W_0'')^{2,76} / H_{п}^{2,3} = 0,63 \cdot 10^{-4} 0,79^{2,76} / 0,8^{2,3} = 0,549 \cdot 10^{-4}.$$

Количество примеси в паре непосредственно под дырчатым листом

$$S_{п1} = \omega_1 S_k = 0,549 \cdot 10^{-4} \cdot 80 \cdot 10^3 = 4,39 \text{ мг/кг},$$

здесь принято $S_k = 80 \cdot 10^3 \text{ мг/кг}$.

Содержание примеси в паровом объеме испарителя непосредственно перед жалюзийным сепаратором

$$\begin{aligned} S_{п2} &= \omega_1 S_{пр.в} + S_{п1}(1 - \nu_{пр}) = \\ &= 0,549 \cdot 10^{-4} \cdot 1004 + 4,39(1 - 0,9) = 0,49 \text{ мг/кг}. \end{aligned}$$

Принимая $\nu_{ж} = 0,8$, получим содержание примеси в паре на выходе из испарителя

$$S_d = S_{п2}(1 - \nu_{ж}) = 0,49(1 - 0,8) = 0,098 \text{ мг/кг} = 98 \text{ мкг/кг}.$$

Можно заключить, что при работе испарителя с заданными параметрами и с содержанием примеси в концентрате 80 000 мг/кг качество получаемого дистиллята вполне пригодно для восполнения потерь пара и конденсата в цикле энергоблока с барабанным котлом.

ГЛАВА 5

ОХЛАДИТЕЛИ МАСЛА

5.1. Назначение, классификация и характеристики маслоохладителей паротурбинных установок

Система маслоснабжения стационарной энергетической турбоустановки является ее непосредственной составной частью. Назначение этой системы – обеспечивать жидкостное трение в подшипниках скольжения турбины генератора с возбудителем, работу гидромурфт питательных насосов, водородных уплотнений вала генератора и гидравлических систем регулирования.

В зависимости от уровня давления масляные системы турбоустановок разделяют на две группы: 1) высокого давления (применяются для гидравлического регулирования); 2) низкого давления (применяются для систем смазки).

Масляное хозяйство паротурбинной энергетической установки включает в себя также систему приема, хранения и регенерации масла.

В некоторых случаях из общей масляной системы выделяются отдельные ее составляющие. Например, на неблочных электростанциях система смазки и регулирования является автономной. На турбинах

большой мощности (300 МВт и более) выделена система регулирования. Таким образом, масло, применяемое в паротурбинных установках тепловых электрических станций предназначено выполнять следующие функции: предотвращать износ поверхностей трения; снижать потери мощности на трение; отводить теплоту, выделяющуюся при трении; уплотнять вал генератора; предотвращать коррозию; передавать импульсы и перемещать исполнительные органы в системе регулирования и защиты турбины.

В стационарных энергетических паротурбинных установках охлаждение масла осуществляется в теплообменниках, называемых маслоохладителями. По конструктивным признакам маслоохладители для паровых турбин можно подразделить на следующие основные типы: кожухотрубные; пластинчатые; специальные.

Пластинчатые и специальные маслоохладители (змеевиковые и витые), находят применение в энергетических установках специального назначения, для которых габариты и масса оборудования являются определяющими характеристиками.

В стационарных энергетических установках применяют многоходовые кожухотрубные охладители масла, которые в свою очередь можно классифицировать следующим образом:

- 1) многоходовые кожухотрубные с перегородками типа "диск-кольцо": а) с неуплотненными технологическими зазорами; б) с уплотненными технологическими зазорами;
- 2) многоходовые кожухотрубные с сегментными перегородками;
- 3) интенсифицированные: а) с продольно-оребрёнными трубами; б) с проволочно-петельным оребрением труб; в) с низкими накатанными ребрами на трубах.

Рассмотрим более подробно конструкции и характеристики серийно выпускаемых маслоохладителей, применяемых в стационарных энергетических паротурбинных установках, в соответствии с приведенной классификацией.

Многоходовые кожухотрубные вертикальные маслоохладители с перегородками типа "диск-кольцо" с неуплотненными технологическими зазорами серийно выпускает завод "Красный гидропресс". Это маслоохладители типа МБ. Типоразмерный ряд их состоит из следующих моделей: МБ-20-30 (МБ-30-20); МБ-25-37 (МБМ-25-37); МБ-40-60 (МБМ-40-60) и МБМ-63-90 (МБМ-63-90).

Цифры в обозначениях марок маслоохладителей показывают: первая цифра – примерную площадь поверхности теплообмена, в м^2 ; вторая цифра – примерный расход масла, $\text{м}^3/\text{ч}$,

Маслоохладителями марок МБ-20-30 (МБ-30-20) комплектуются установки ДК-20-120. Маслоохладители марок МБ-25-37 (МБМ-25-37) предназначены для паровых турбин ПТ-25/30-90/10, Т-25-90, К-50-90, ПТ-17-90/10, ПР-20-32/10/12; марок МБ-40-60 (МБМ-40-60) – для турбин ПТ-60-90/13, АР-35-65; марок МБ-63-90 (МБМ-63-90) – для турбин

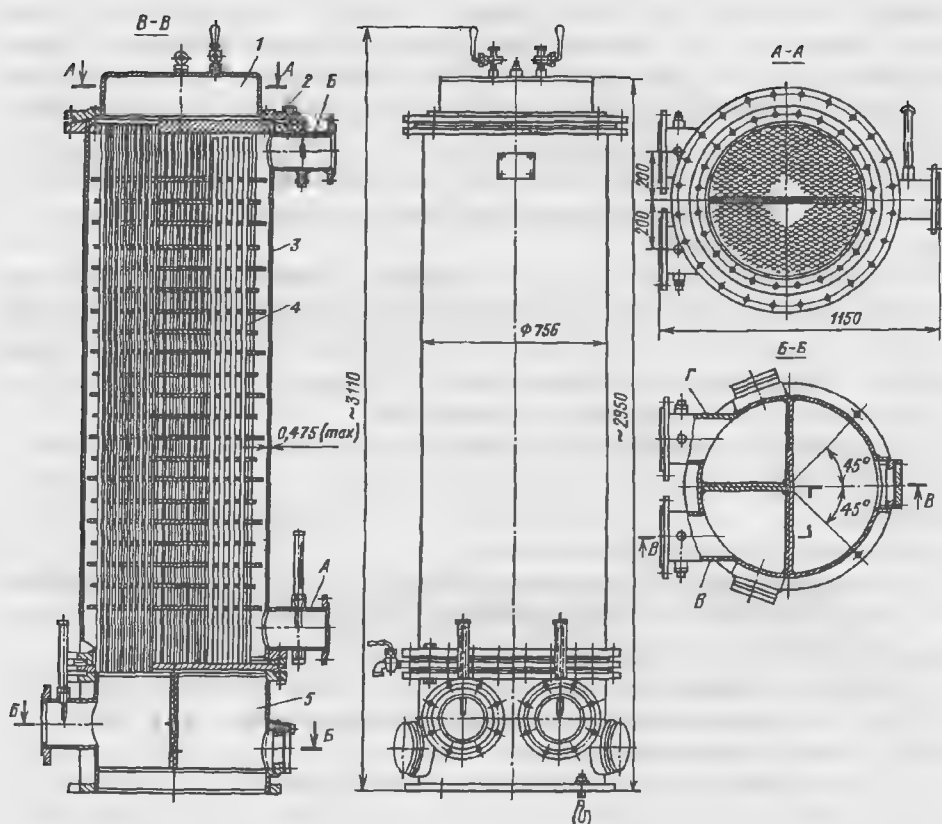


Рис. 5.1. Маслоохладитель МБ-63-90:

1 – верхняя водяная камера; 2 – мембрана; 3 – корпус; 4 – трубная система; 5 – нижняя водяная камера; А – вход масла; Б – выход масла; В – вход воды; Г – выход воды

К-50-90-3, К-100-90, К-200-130-3, ПТ-50-90/13, ПТ-50-130/13, ПТ-60/75-130/13, ПТ-60/75-90/13, ПТ-80/100-130/13, Р-50-130/13, Р-100-130/15.

Конструкция одного из маслоохладителей данного типоразмерного ряда – (МБ-63-90) приведена на рис. 5.1.

Все аппараты данного типа представляют собой кожухотрубный теплообменник, в котором вода движется в трубах, а охлаждаемое масло – в межтрубном пространстве, при этом и вода и масло подводятся снизу.

Направление движения масла задается системой перегородок типа "диск-кольцо".

Необходимые (согласно ГОСТ 9916-77) технологические зазоры между внутренней поверхностью корпуса 3 (рис. 5.1) и наружной кромкой кольцевых перегородок обеспечиваются специальной токарной обработкой.

Возникающие температурные деформации, связанные с расширени-

Таблица 5.1

Основные технические характеристики многоходовых вертикальных кожухотрубных маслоохладителей с перегородками типа "диск-кольцо" с уплотненными технологическими зазорами

Характеристика	Марка			
	МБ-20-30	МБ-25-37	МБ-40-60	МБ-63-90
Поверхность охлаждения по наружному диаметру труб, м ²	20	25	40	63
Номинальный расход масла, т/ч	30	32,4	52,5	78,8
Номинальная кратность охлаждения	1,6	1,6	1,6	1,6
Номинальная температура масла, °С:				
на входе	55	55	55	55
на выходе	45	45	45	45
Номинальная начальная температура воды, °С	33	33	33	33
Гидравлическое сопротивление охладителя при номинальном расходе, МПа:				
по воде	0,0196	0,0196	0,0196	0,0196
по маслу	0,098	0,098	0,098	0,098
Общее количество труб, шт.	288	288	576	576
Диаметр и толщина стенки труб, мм	16 × 1	16 × 1	16 × 1	16 × 1
Полная высота аппарата, мм	2230	2480	2200	2925
Наружный диаметр корпуса, мм	530	530	720	720
Масса аппарата сухая, кг	866	915	1330	1630

ем трубной системы относительно корпуса, в этих конструкциях маслоохладителей компенсируются с помощью мембраны 2. Подача масла и воды производится через краны А и В, слив их, а также выпуск воздуха производится через краны Б и Г (рис. 5.1). Для измерения температур масла и воды на патрубках устанавливаются гильзы для термометров или термоэлектрических преобразователей (термопар).

Эффективность работы этих аппаратов зависит от холостых протечек масла в зазорах между корпусом и наружной кромкой кольцевых перегородок. Для уменьшения холостых протечек его на каждой кольцевой перегородке выполняют уплотнения.

Отличия в буквенных обозначениях вызваны возможными областями их применения: маслоохладители типа МБ рассчитаны на использование охлаждающей воды с солесодержанием до 5000 мг/кг, типа МБМ – с солесодержанием более 5000 мг/кг (морская вода). Основные технические характеристики маслоохладителей данного типа представлены в табл. 5.1.

Многоходовые вертикальные кожухотрубные маслоохладители с перегородками типа "диск-кольцо" с уплотненными технологическими зазорами серийно выпускает ПО "Харьковский тур-

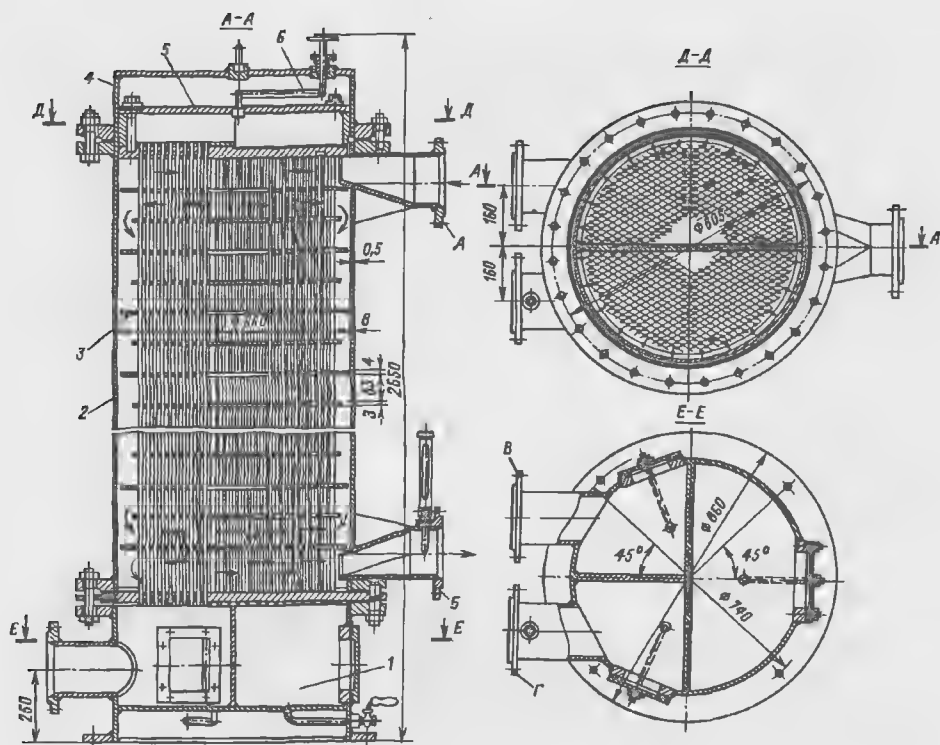


Рис. 5.2. Маслоохладитель МБ-50-75:

1 – нижняя водяная камера; 2 – корпус; 3 – трубная система; 4 – крышка; 5 – верхняя водяная камера; 6 – воздухоотводящее устройство; остальные обозначения те же, что на рис. 5.1

бинный завод” (ХТЗ). Типоразмерный ряд маслоохладителей этого завода состоит из четырех моделей : МБ-50-75, МБ-90-135, (МБМ-90-135), МБ-190-250 и МБ-380-500. Общий вид одного из охладителей данного типа (МБ-50-75) представлен на рис. 5.2.

Основные узлы аппарата – верхняя крышка корпуса, верхняя и нижняя водяные камеры, трубная система 3, корпус 2. Для компенсации деформаций, связанных с температурными расширениями трубной системы относительно корпуса, верхняя водяная камера 5 у всех аппаратов данного типа выполнена ”плавающей”. Она расположена внутри масляной полости охладителя. Крепление труб в трубных досках осуществляется вальцовкой. При таком способе компенсации для очистки внутренней поверхности аппарат данного типа отключают и разгерметизируют верхний объем масляной полости. Одновременно снимают крышку с лючков на нижней водяной камере 1 и демонтируют воздушник верхней водяной камеры 5.

Как и в предыдущем случае, аппараты, рассчитанные на использо-

Таблица 5.2

Основные технические характеристики многоходовых кожухотрубных вертикальных маслоохладителей с перегородками типа "диск-кольцо" с уплотненными технологическими зазорами

Характеристика	Марка			
	МБ-50-75	МБ-90-135 (МВМ-90-135)	МБ-190-250	МБ-380-500
Площадь поверхности охлаждения, м ²	52,6	93,7	193,6	380
Номинальный расход, м ³ /ч: масла охлаждающей воды	79,5	135	250	500
	140	200	500	500
Номинальная температура масла, °С: на входе на выходе	55	55	55	55
	45	45	45	45
Номинальная начальная температура воды, °С	33	33	33	33
Гидравлическое сопротивление охладителя при номинальном расходе, МПа: по воде по маслу	0,026	0,029	0,025	0,029
	0,098	0,098	0,098	0,098
Общее число труб, шт.	640	964	1296	2532
Диаметр и толщина стенки труб, мм	16 × 1	16 × 1	16 × 1	16 × 1
Полная высота аппарата, мм	2650	2900	4200	4500
Наружный диаметр корпуса, мм	676	820	1020	1320
Масса аппарата сухая, кг	1735	2458	4580	8255

вание охлаждающей воды с массовым содержанием солей выше 5000 мг/кг имеют протекторы. Аппарат МБ-380-500 в средней части корпуса имеет дополнительный фланцевый разъем.

Маслоохладителями марок МБ-50-75 комплектуются паровые турбины Р-50-45/5, К-50-90/3600, АК-70-11, К-100-45, К-100-130/3600, К-160-130-2, К-300-240; марок МБ-90-135 – турбины К-220-44, К-230-44, К-500-65/3000; марок МБ-190-250 – турбины К-500-240-2, К-500-65/3000, К-500-60/1500; марок МБ-380-500 – турбины К-500-65/1500, К-1000-60/1500.

Основные технические характеристики маслоохладителей данного типа приведены в табл. 5.2.

Многоходовые кожухотрубные вертикальные маслоохладители с перегородками типа "диск-кольцо" с неуплотненными зазорами серийно выпускает АО "Калужский турбинный завод". На рис. 5.3 представлена конструкция одного из выпускаемых этим предприятием маслоохладителей (МО-16-2).

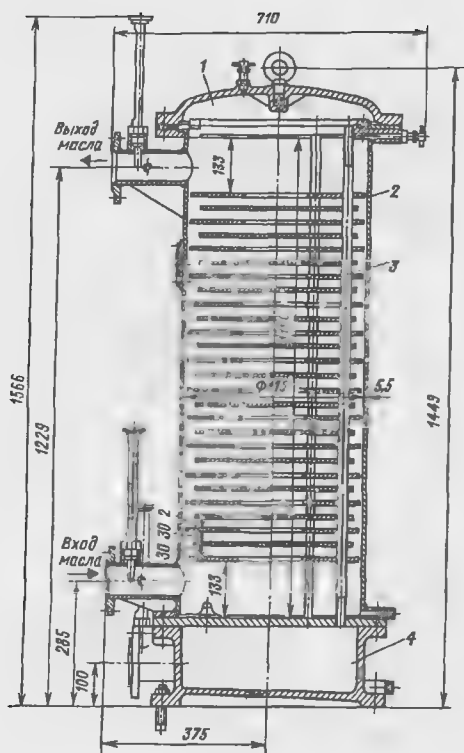


Рис. 5.3. Маслоохладитель МО-16-2:
1 – верхняя водяная камера; 2 – корпус;
3 – трубная система; 4 – нижняя
водяная камера

Аппарат имеет верхнюю 1 и нижнюю 4 водяные камеры, трубную систему 3, корпус 2. Трубы в трубных досках крепятся на вальцовке. Верхняя трубная доска соединена с корпусом с помощью мембраны, которая обеспечивает соответствующую температурную компенсацию. Мембрана по внутреннему контуру присоединена к трубной доске с помощью накладного кольца. Ее внешний контур закрепляется между фланцами верхней водяной камеры и корпусом. Направление движения масла в межтрубном пространстве задается перегородками типа "диск-кольцо". Внутренняя поверхность корпуса и наружные кромки кольцевых перегородок перед сборкой протачиваются.

Основные технические характеристики охладителей масла этого типа, выпускаемых АО "Калужский турбинный завод", представлены в табл. 5.3.

Весь типоразмерный ряд маслоохладителей этого предприятия включает в себя следующие марки аппаратов: МО-10, МО-16 (МО-16-2), МО-20. Цифры в обозначениях марок показывают площади поверхностей теплообмена, например, для аппарата МО-20 $F = 20 \text{ м}^2$.

Маслоохладителями марок МО-10 комплектуются паровые турбины ПР-12-90/15/7М, Р-12-35/5М, П-6-35/5М, ПР-6-35/15/5М, ПР-6-35/10/5М, ПР-6-35/10, Р-6-35/10М, Р-6-35/5М, Р-2,5-15/6М, Р-2,5-15/3М; марок МО-16 – турбины ПТ-12/15-35/10М, К-6-30П; марок МО-20 – тур-

Таблица 5.3

Основные технические характеристики многоходовых кожухотрубных вертикальных маслоохладителей с перегородками типа "диск-кольцо", выпускаемых АО "Калужский турбинный завод"

Характеристика	Марка		
	МО-10	МО-16	МО-20
Площадь поверхности охлаждения, м ²	10	16	20
Номинальный расход, м ³ /ч:			
масла	16,6	14,8	40,7
охлаждающей воды	20	30	60
Номинальная температура масла, °С:			
на входе	51,4–53,5	58,9	54,3
на выходе	45	45	45
Номинальная начальная температура воды, °С	20	20	20
Гидравлическое сопротивление охладителя при номинальном расходе, МПа:			
по воде	0,0049	0,0062	0,0098
по маслу	0,029	0,021	0,098
Общее число труб, шт.	384	384	384
Диаметр и толщина стенки труб, мм	12 × 1	12 × 1	12 × 1
Полная высота аппарата, мм	1213	1617	1955
Наружный диаметр корпуса, мм	426	426	426
Масса аппарата сухая, кг	395	458	625

бины ПТ-25/30-90/10М, Р-12-90/31М, ОК-18ЛВ-1200, ОК-18ЛВ-80.

Многоходовые кожухотрубные вертикальные маслоохладители с перегородками типа "диск-кольцо" с неуплотненными зазорами марок МБ-2, МБ-3, МБ-5 и МБ-8 выпускает ПО "Невский завод".

Широко распространенные конструкции МБ-20-26 и МБ-20-50 в настоящее время сняты с производства. Тем не менее, учитывая большую распространенность этих марок, целесообразно привести их конструкции. На рис. 5.4. приведена конструкция охладителя МБ-20-26.

Аппарат представляет собой вертикальный кожухотрубный теплообменник, состоящий из следующих основных узлов: верхней водяной камеры 5, корпуса 4, трубной системы 3 и нижней водяной камеры "плавающего" типа. Масло движется в межтрубном пространстве, охлаждающая вода – внутри труб. Характер омывания труб в аппарате близок к поперечному, что достигается установкой системы перегородок типа "диск-кольцо".

Крепление концов труб в трубных досках осуществлено на вальцовке. Для ремонта или очистки с аппарата снимается водяная камера и трубная система вынимается из корпуса. Нижняя водяная камера также выполнена съемной. Технические характеристики выпускаемых в настоящее время данным предприятием аппаратов представлены в табл. 5.4.

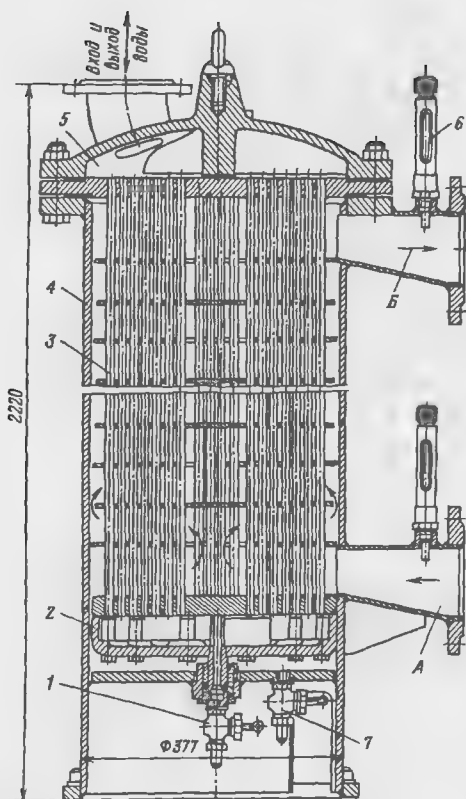


Рис. 5.4. Маслоохладитель МБ-20-26:
1, 7 – краны; 2 – нижняя крышка; 3 –
трубная система; 4 – корпус; 5 – верх-
няя водяная камера; 6 – термометри-
ческие гильзы с оправами; А, Б – вход
и выход масла

Многоходовые вертикальные кожухотрубные охладители с сегментными перегородками марки М-240 выпускаются ПО "Уральский турбомоторный завод" (УТМЗ). Этими маслоохладителями могут комплектоваться паровые турбины Т-175/210-130, Т-185/210-130, Т-250/300-240-2. Цифры в обозначении также показывают площадь поверхности теплообмена. Основные технические характеристики маслоохладителя М-240 приведены в табл. 5.5.

Многоходовые вертикальные кожухотрубные маслоохладители с сегментными перегородками типа МА выпускаются предприятием "Энергомаш". Типоразмерный ряд состоит из моделей: МА-6, МА-8, МА-10, МА-16, МА-35. Назначение этих аппаратов – охлаждение масла, используемого в подшипниковых узлах, редукторных передачах компрессорных машин. Маслоохладители типа МАМ рассчитаны на использование морской воды. Цифры в обозначениях показывают примерную площадь поверхности теплообмена, м^2 . Конструкция одного из аппаратов (МА-8) этой серии представлена на рис. 5.5.

Все охладители имеют вертикальное исполнение и состоят из следующих основных узлов: верхней съемной крышки 1, трубной системы 2 и корпуса 3. Вода движется внутри труб и камер, масло – в межтрубном

Таблица 5.4

Основные технические характеристики многоходовых вертикальных кожухотрубных маслоохладителей с перегородками типа "диск-кольцо", выпускаемых ПО "Невский турбинный завод"

Характеристика	Марка			
	МБ-2	МБ-3	МБ-4	МБ-8
Площадь поверхности охлаждения, м ²	2,36	3,12	5,6	8,6
Расход, м ³ /ч: масла охлаждающей воды	6-30	6-30	12-84	12-96
	6-30	6-30	6-36	6-36
Номинальная температура масла, °С: на входе на выходе	55	55	55	55
	45	45	45	45
Номинальная начальная температура воды, °С	33	33	33	33
Гидравлическое сопротивление охладителя по маслу, МПа: при $t_{м.ср} = 50^{\circ}\text{C}$ при $t_{м.ср} = 60^{\circ}\text{C}$				
	0,024-0,356	0,017-0,228	0,018-0,444	0,013-0,398
	0,023-0,338	0,015-0,218	0,016-0,441	0,0098-0,381
Общее число труб, шт.	84	78	150	150
Диаметр и толщина стенки труб, мм	14 × 1	14 × 1	14 × 1	14 × 1
Внутренний диаметр корпуса, мм	207	207	285	285
Масса аппарата сухая, кг	110	185	224	273

Таблица 5.5

Основные технические характеристики маслоохладителя марки М-240

Характеристика	М-240
Площадь поверхности охлаждения, м ²	240
Номинальный расход, м ³ /ч: масла охлаждающей воды	165
	150
Номинальная температура масла, °С: на входе на выходе	55
	45
Номинальная начальная температура воды, °С	33
Гидравлическое сопротивление охладителя при номинальном расходе, МПа: по воде по маслу	
	0,002
	0,025
Общее число труб, шт.	184
Диаметр и толщина стенки труб, мм	19 × 1
Полная высота аппарата, мм	3506
Наружный диаметр корпуса, мм	850
Масса аппарата сухая, кг	3031

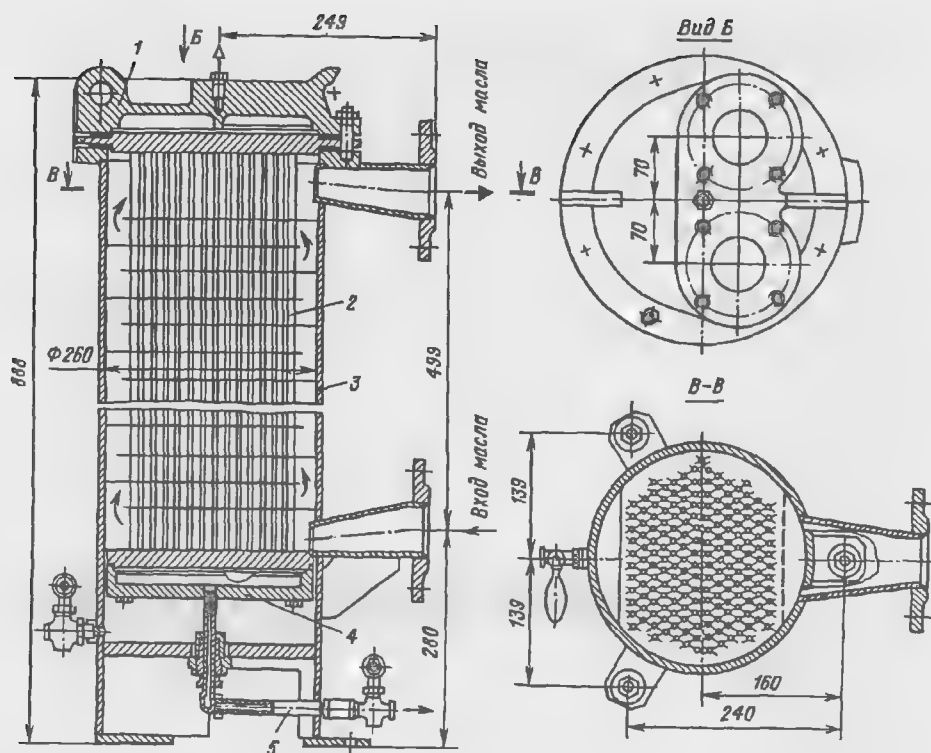


Рис. 5.5. Маслоохладитель МА-8:

1 – верхняя съемная крышка; 2 – трубная система; 3 – корпус; 4 – крышка со штуцером; 5 – трубка дренажная

пространстве. Направление движения масла в этих аппаратах создается системой сегментных перегородок. Основные технические характеристики некоторых маслоохладителей этого завода даны в табл. 5.6.

Многоходовой кожухотрубный горизонтальный охладитель с сегментными перегородками марки МО-2 выпускается АО "Калужский турбинный завод". Этим маслоохладителем комплектуются установки ОК-18ПУ-1200, ОК-18ПУ-80, ОК-18ПУ-500, ОК-12А. Конструкция маслоохладителя МО-2, представлена на рис. 5.6. Технические характеристики представлены в табл. 5.7.

Производственным объединением "Уральский турбомоторный завод" (УТМЗ) также выпускаются кожухотрубные горизонтальные маслоохладители с сегментными перегородками и уплотненными зазорами марки М-45, встроенные в основные маслобаки.

Таковыми аппаратами могут комплектоваться турбины: Р-70/100-130/15, Р-40-130/31, Р-40-100-130/15, Р-50-130/13, Р-35/50-130/13, Р-20/40-130/31, Т-105/120-130-2, Т-110/120-130-3, ПТ-135/165-130/15, Т-50-130-1.

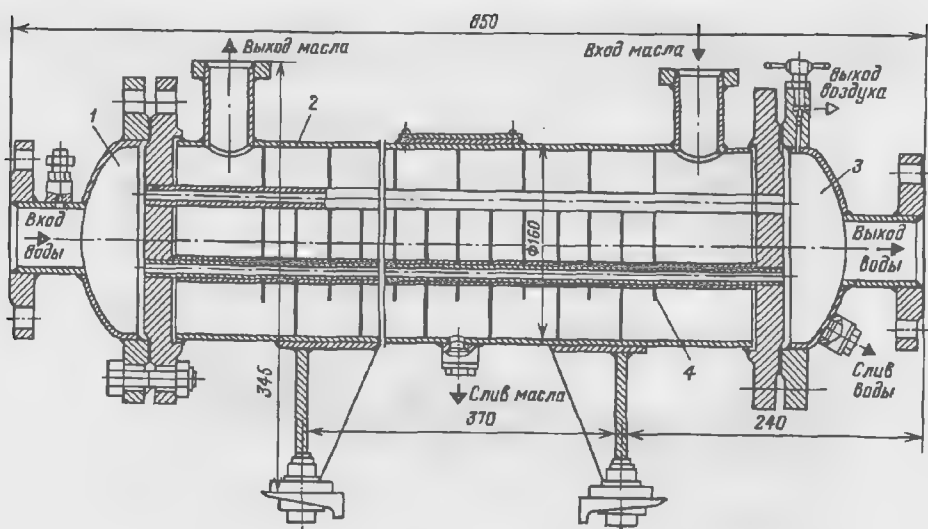


Рис. 5.6. Маслоохладитель МО-2:

1 – передняя водяная камера; 2 – корпус; 3 – задняя водяная камера; 4 – перегородка

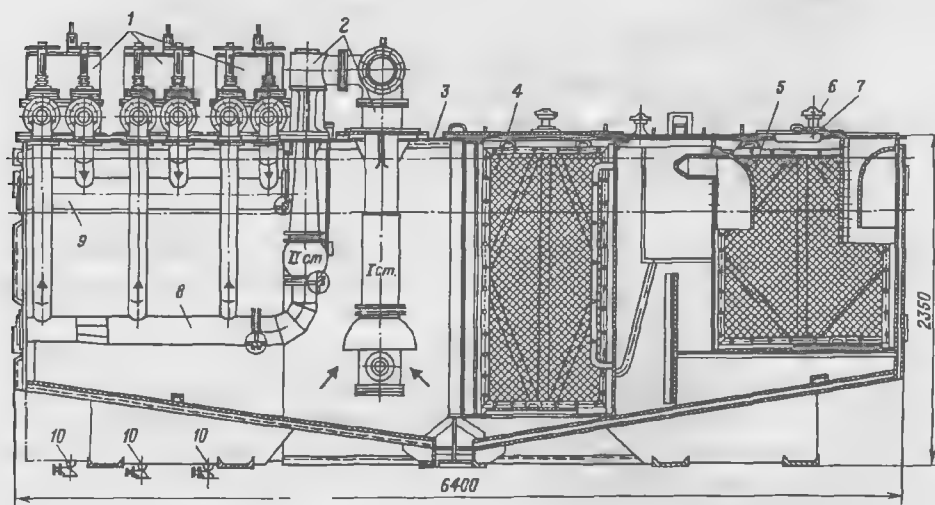


Рис. 5.7. Маслобак турбины Т-100/120-130 с шестью встроенными маслоохладителями М-45:

1 – маслоохладители, встроенные в маслобак; 2 – двухступенчатая инжекторная группа; 3 – крышка бака; 4 – сетчатый фильтр тонкой очистки; 5 – то же грубой очистки; 6 – дефлектор; 7 – сито для заливки и добавки масла; 8 – раздающий коллектор; 9 – собирающий коллектор; 10 – арматура для опорожнения масляных полостей

Таблица 5.6

Основные характеристики многоходовых вертикальных кожухотрубных маслоохладителей с сегментными перегородками типа МА (МAM)

Характеристика	Марка				
	МА-6	МА-8	МА-10	МА-16	МА-35
Площадь поверхности охлаждения, м ²	6,3	8,0	9,5	16	35
Номинальный расход масла, т/ч	30	15	15,9	24	42
охлаждающей воды, т/ч	9,2	10,02	30	15	30
Номинальная температура масла, °С:					
на входе	62	55	55	55	55
на выходе	50	45	45	45	45
Номинальная начальная температура воды, °С	25	30	30	30	30
Гидравлическое сопротивление охладителя при номинальном расходе, МПа:					
по воде	0,12	0,087	0,07	0,035	0,21
по маслу	0,13	0,093	0,105	0,095	0,166
Общее число труб, шт.	78	112	332	242	252
Диаметр и толщина стенки труб, мм	14 × 1,5	14 × 1,5	10 × 1	14 × 1,5	14 × 1,5
Полная высота аппарата, мм	1243	2220	1465	1250	1230
Наружный диаметр корпуса, мм	219	245	325	377	377
Масса сухая, кг	180	160	269	384	585

На рис 5.7 показан маслобак турбины Т-100/120-130, в котором установлено шесть вертикальных гладкотрубных охладителей с площадью поверхности 45 м² каждый.

Масляный бак представляет собой сварную емкость, в которой установлены шесть вертикальных кожухотрубных охладителей 1, инжекторная группа 2, состоящая из главного инжектора и инжектора смазки, фильтр тонкой очистки 4, лестница для обслуживания и приемный отсек. В последнем расположено устройство для гашения пены, фильтры грубой очистки 5, сито 7 для заливки и добавки масла. Имеется зона, из которой отсасывается водородно-воздушная смесь.

Масло из систем смазки и регулирования направляется в приемный отсек, проходит сетчатые фильтры грубой и тонкой очистки и поступает в чистый отсек, где размещаются инжекторы, масляные коллекторы 8 и 9 и охладители 1. Для полного слива масла дно бака имеет уклоны к середине.

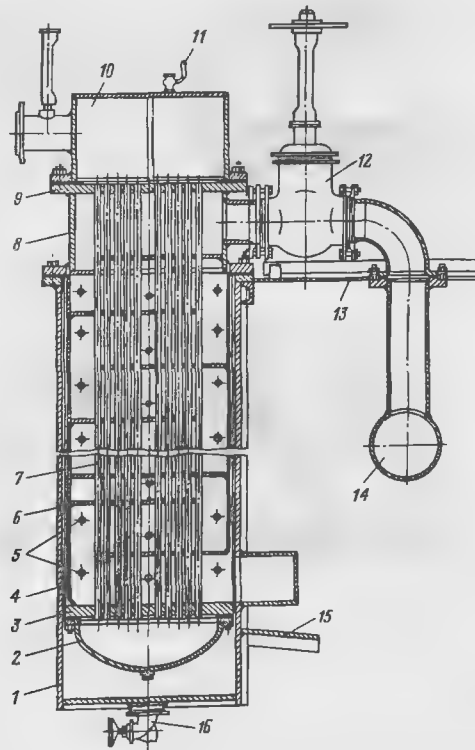
Таблица 5.7

Основные технические характеристики многоходового кожухотрубного горизонтального маслоохладителя с сегментными перегородками марки МО-2

Характеристика	МО-2
Площадь поверхности охлаждения, м ²	1,49
Номинальный расход, м ³ /ч:	
масла	3,1
воды	15
Номинальная температура масла, °С:	
на входе	45
на выходе	37
Номинальная начальная температура воды, °С	20
Гидравлическое сопротивление охладителя при номинальном расходе, МПа:	
по маслу	0,034
по воде	0,005
Общее число труб, шт.	64
Диаметр и толщина стенки труб, мм	12 × 1
Полная высота (длина) аппарата, мм	850
Наружный диаметр корпуса, мм	160
Масса аппарата сухая, кг	62

Рис. 5.8. Маслоохладитель М-45, устанавливаемый в маслобаках:

1 – корпус; 2 – водяная камера поворотная; 3 – нижняя трубная доска; 4 – кожух; 5 – стяжки; 6 – сегментная перегородка; 7 – трубки; 8 – верхняя часть корпуса; 9 – верхняя трубная доска; 10 – верхняя водяная камера; 11 – воздушник; 12 – задвижка; 13 – крышка маслобака; 14 – собирающий масляный коллектор; 15 – дно маслобака; 16 – спуск масла из охладителя



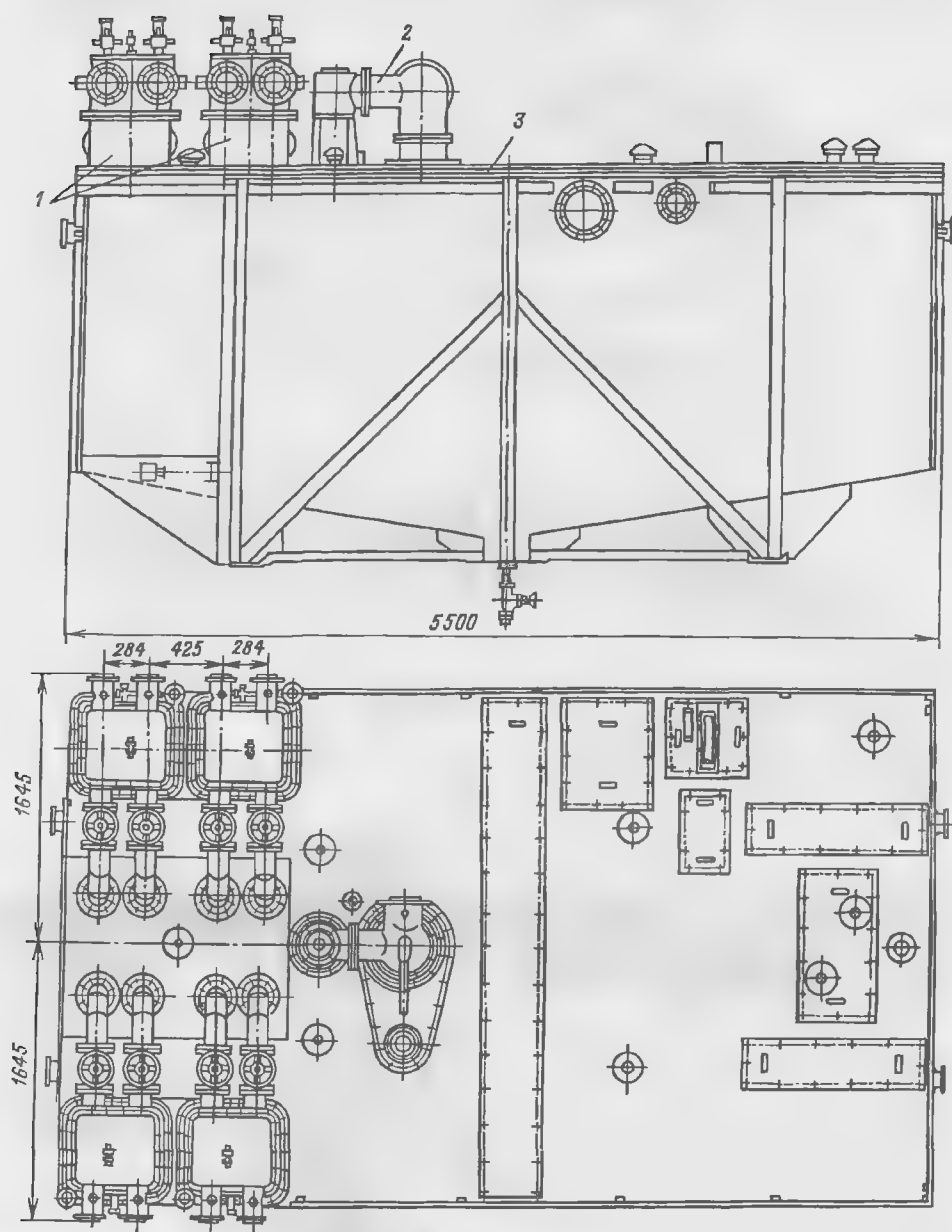


Рис. 5.9. Маслобак для турбин ПТ-50/60-130/7 и Т-50/60-130:
 1 – встроенные охладители масла; 2 – инжекторная группа; 3 – маслобак

На рис. 5.8 показан общий вид охладителя, встраиваемого в маслобаки (рис. 5.9) данного завода. К верхней части корпусов охладителей приварены снаружи фланцы, с помощью которых они присоединены к фланцам на крышке бака. Нижняя водяная камера, трубный пучок, внутренний кожух 4 и верхняя часть корпуса 8 с фланцем составляют единый узел. Нижняя часть корпуса 1 охладителей соединена с маслобаком таким образом, что их днища с воздушниками выступают за его пределы.

Подвод и отвод воды, а также масла осуществляется сверху. Соответствующая запорная арматура на этих линиях расположена над баком. Масло в них движется в межтрубном пространстве, ограниченном стенками внутреннего кожуха 4. Стенки кожуха для повышения его общей жесткости дополнительно укрепляются стяжками 5. В каркас трубной системы охладителя входят следующие элементы: верхняя 9 и нижняя 3 трубные доски, стяжки 5, кожух 4 и сегментные направляющие перегородки 6, создающие близкий к поперечному характер обтекания потоком масла труб в пучке. Компенсация температурных расширений трубной системы относительно нижней части корпуса 1 обеспечивается за счет того, что трубная система с кожухом и нижней "плавающей" водяной камерой 2 свободно установлена в ней. Верхняя 10 и нижняя 2 водяные камеры являются съемными. Для осмотра, очистки или ремонта соответствующий охладитель отсоединяется от водяных и масляных линий и фланца на крышке маслобака, после чего узел трубной системы с водяными камерами может быть вынут из корпуса.

Трубки в трубных досках 3 и 9 крепятся на вальцовке. Воздух из водяной и масляной полостей выпускается через воздушник 11. Охлажденное масло поступает в коллектор 14 и далее идет к подшипникам турбогенератора. Число охладителей, установленных в маслобаке, в зависимости от мощности турбоустановки меняется от 3 до 6. Трубки в пучках охладителей располагаются в вершинах равносторонних треугольников.

Маслобаки с охладителями в компоновке теплофикационных турбин (мощностью до 100 МВт) располагаются вблизи отметки их обслуживания. Основные технические характеристики встроенных маслоохладителей М-45 даны в табл. 5.8.

Рассмотрим интенсифицированные маслоохладители, серийно выпускаемые промышленностью.

Продольно-оребренные маслоохладители типа МБРГ (разработчики НПО ЦКТИ и Институт технической теплофизики НАН Украины) представляют собой конструкцию, поверхность охлаждения которой набрана из элементов "труба в трубе". На наружной поверхности внутренней трубы имеется продольное приварное желобчатое оребрение из стальной ленты. Масло движется в кольцевом канале, разделенном системой ребер на ряд параллельных каналов, а охлаждающая вода — внутри труб с продольными ребрами. В аппарате, выполненном по та-

**Основные технические характеристики маслоохладителя М-45,
встроенного в бак**

Характеристика	М-45
Площадь поверхности охлаждения, м ²	45
Номинальный расход, м ³ /ч:	
масла	30
воды	30
Номинальная температура масла, °С:	
на входе	55
на выходе	45
Номинальная начальная температура воды, °С	33
Гидравлическое сопротивление охладителя при номинальном расходе, МПа:	
по воде	0,0014
по маслу	0,04
Общее число труб, шт.	406
Диаметр и толщина стенки труб, мм	16 × 0,75
Полная высота (длина) аппарата, мм	2676
Наружный диаметр корпуса, мм	597
Масса аппарата сухая, кг	815

кой схеме, при необходимости может быть произведена дополнительная интенсификация теплообмена за счет введения разрезки ребер и отгибки их кромок в местах разрезов. Концы оребренных труб закрепляются в верхней и нижней трубных досках на вальцовке с приваркой концов к трубным доскам.

В охладителях типа МБРГ применяются трубы со следующими характеристиками оребрения: число желобов – 12; общее число ребер на трубе – 24; толщина ребер – 0,6–0,7 мм; высота ребер – 6,5 мм; для трубы, несущей оребрение $d_{1н} = 28$ мм, толщина стенки – 1,4 мм, коэффициент оребрения $\varphi = 4,55$, материал – сталь; для наружной трубы $d_{2вн} = 43$ мм, $\delta_{ст} = 1$ мм, длина оребренного участка 2850 мм.

НПО ЦКТИ была спроектирована серия охладителей типа МБРГ, имеющих производительность по маслу 200; 320; 400; 500; 600 и 800 м³/ч (табл. 5.9). Их выпуск регламентирован РТМ 108.020.39-81.

Цифры в обозначениях показывают расход масла, м³/ч. Исполнение аппаратов может быть и вертикальное и горизонтальное. Аппараты этой серии комплектуются мощные энергоблоки.

Два образца новых охладителей – аппараты марки МБРГ-42-150 (рис. 5.10) изготовлены НПО ЦКТИ и установлены в системе маслоснабжения двух серийных турбин мощностью 300 МВт. В них принято противоточное движение теплообменивающихся сред. Верхняя трубная доска и закрепленная на ней водяная камера соединены с корпусом с помощью гибкой мембраны. Сборка кожухов элементов имеет трубные доски, по периферии которых установлены сборные мембранно-

Таблица 5.9

Основные технические характеристики маслоохладителей с продольным оребрением типа МБРГ

Характеристика	Марка					
	МБРГ-200	МБРГ-320	МБРГ-400	МБРГ-500	МБРГ-600	МБРГ-800
Номинальный расход масла, м ³ /ч	200	320	400	500	600	800
Расход охлаждающей воды (при $t = 1$), м ³ /ч	210	336	420	526	631	840
Гидравлическое сопротивление по воде, МПа	0,0064	0,0065	0,0065	0,0065	0,0066	0,0065
Полная высота аппарата, мм	4300	4400	4500	4550	4600	4700
Наружный диаметр корпуса, мм	1220	1420	1420	1620	1732	2000
Общее число элементов "труба в трубе", шт.	272	436	544	678	816	1088

Примечание: Начальная температура масла для всех маслоохладителей составляет 55°С, начальная температура воды 33°С. Расчетный приведенный коэффициент теплопередачи при $w_m = 0,55$ м/с составляет 910 Вт/(м² · К), гидравлическое сопротивление по маслу – 0,048 МПа; t – кратность охлаждения

лепестковые уплотнения. Последние подгибаются при одевании сверху корпуса аппарата. В каждом из ходов масло движется по системе параллельных кольцевых каналов в которых расположены продольные разрезные ребра. Переход на применение описанных охладителей масла в сочетании с одноконтурными схемами охлаждения позволит предотвратить загрязнение природных водоемов турбинными маслами при сохранении высокой экономичности системы охлаждения.

Кожухотрубные вертикальные маслоохладители с петельным оребрением марок М-240М и М-540 выпускает ПО "Ленинградский машиностроительный завод" (ЛМЗ). Аппараты предназначены для комплектования турбин К-300-240, Т-250/300-240, К-800-240, К-1200-240. Цифры в обозначениях показывают площади поверхностей теплообмена, м².

Теплообменная поверхность набрана из латунных труб с припаянным снаружи проволочно-петельным оребрением. Технические характеристики этих аппаратов приведены в табл. 5.10. Общий вид охладителя М-540 представлен на рис. 5.11, а охладителя М-240М – на рис. 5.12.

Основные узлы охладителя следующие: крышка, верхняя и нижняя водяные камеры, трубная система, корпус. По воде оба теплообменника являются двухходовыми, по маслу – одноходовыми. Вода движется внутри труб с диаметром и толщиной стенки 19 × 1 мм, масло – в каналах (форма - равносторонний треугольник), образованных наружной

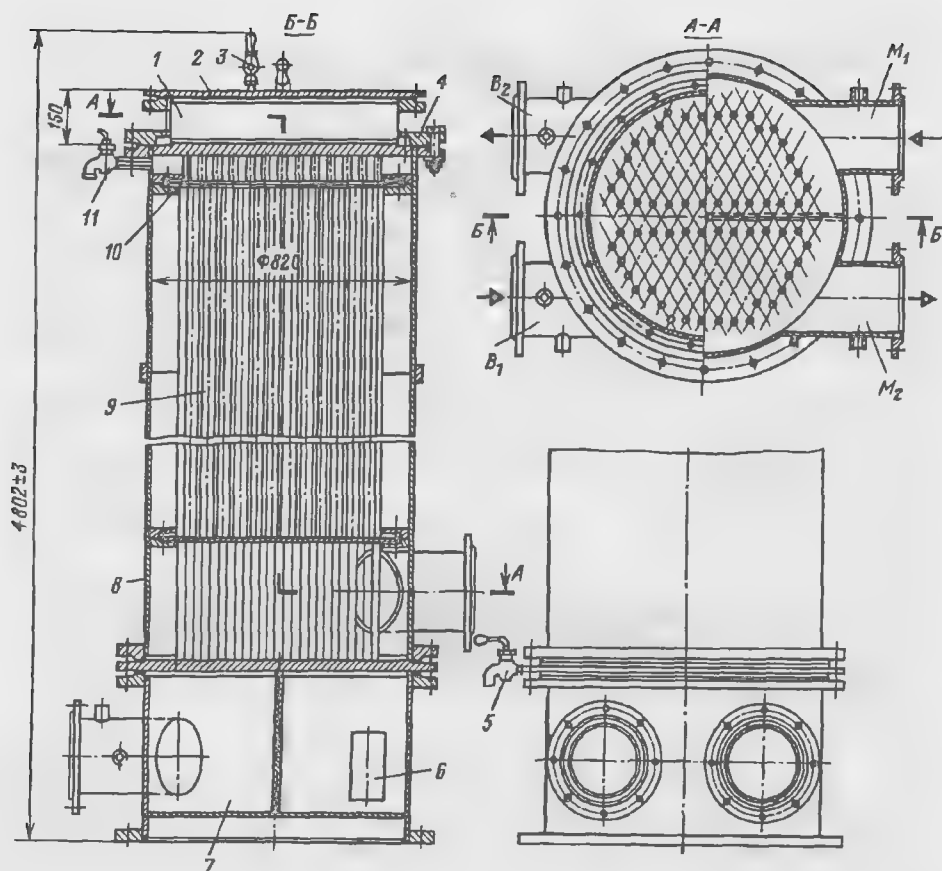


Рис. 5.10. Маслоохладитель МБРГ-42-150:

1 – верхняя водяная камера; 2 – крышка; 3, 11 – краны-воздушники; 4 – мембрана; 5 – кран слива масла; 6 – лаз; 7 – нижняя водяная камера; 8 – корпус; 9 – наружные трубы теплообменных элементов; 10 – внутренние трубы; B_1 и B_2 – вход и выход воды; M_1 и M_2 – вход и выход масла

поверхностью труб в пучке и поверхностью специальных деревянных профильных вставок, закрывающих промежутки между соседними оребренными трубами. Каналы, таким образом, оказываются заполненными витками проволочного оребрения, что увеличивает площадь поверхности теплообмена, разрушает пограничный слой масла на поверхности трубы и повышает общую турбулентность потока. Для оребрения используется медная проволока диаметром 0,69 мм. Снаружи трубный пучок по деревянным вставкам на его периферийной части стягивается стальными бандажными проволоками. Для компенсации температурных расширений трубной системы относительно корпуса в его верхней части имеется линзовый компенсатор. Крепление концов труб в трубных досках осуществлено на вальцовке.

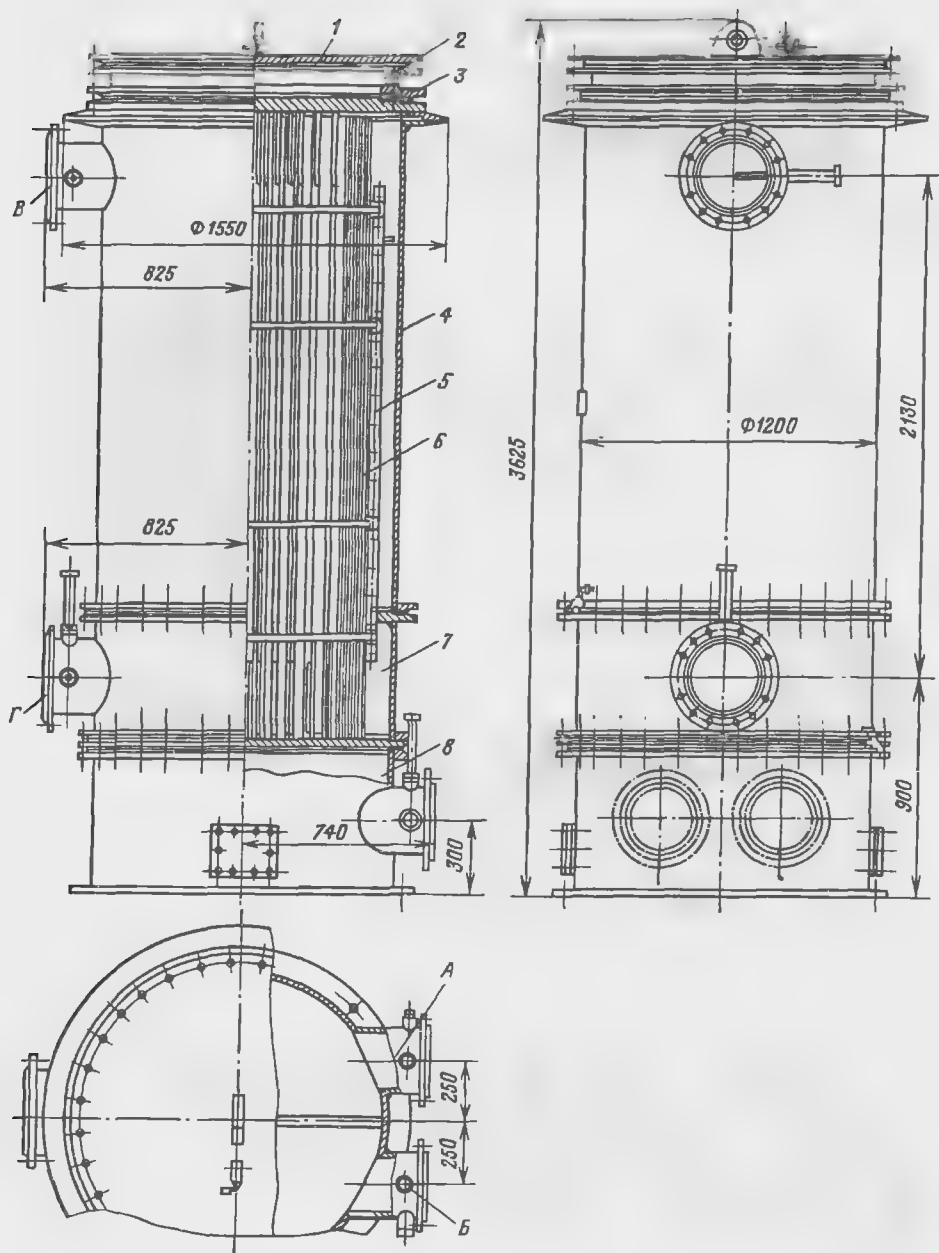


Рис. 5.11. Маслоохладитель М-540:

1 - крышка; 2 - верхняя водяная камера; 3 - мембрана; 4 - корпус; 5 - кожух; 6 - трубная система; 7 - нижняя часть корпуса; 8 - нижняя водяная камера; А, В - вход и выход воды; В, Г - вход и выход масла

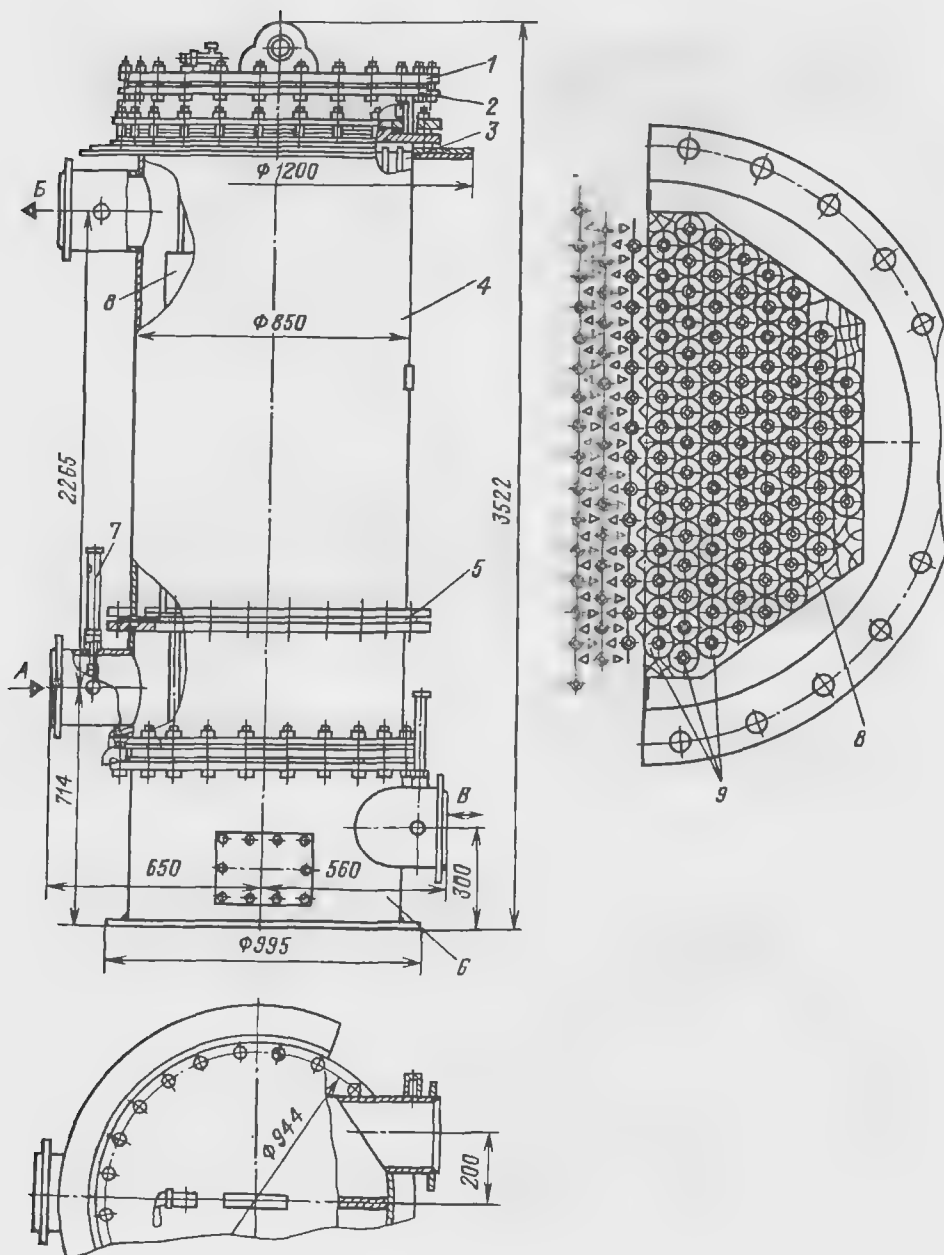


Рис. 5.12. Маслоохладитель М-240М:

1 – крышка; 2 – верхняя водяная камера; 3 – трубная система; 4 – корпус; 5 – дополнительный разъем; 6 – нижняя водяная камера; 7 – термометр; 8 – внутренний кожух; 9 – деревянные вставки; А, В – вход и выход масла; В – вход и выход воды

Таблица 5.10

Основные технические характеристики маслоохладителей с проволочным оребрением

Характеристика	Марка	
	М-240М	М-540
Полиная площадь поверхности охлаждения, м ²	240	540
Коэффициент оребрения труб	11	11
Номинальный расход, м ³ /ч:		
масла	165	330
воды	150	300
Число ходов масла	1	1
Номинальная температура масла, °С:		
на входе	55	55
на выходе	45	45
Номинальная начальная температура воды, °С	33	33
Число ходов воды	2	2
Гидравлическое сопротивление охладителя при номинальном расходе, МПа:		
по воде	0,029	0,018
по маслу	0,025	0,037
Расчетное значение коэффициента теплопередачи при номинальном режиме, Вт/(м ² · К)	329,1	272,1
Общее число оребренных труб, шт.	184	444
Диаметр и толщина стенки труб, несущих оребрение, мм	19 × 1	19 × 1
Полная высота аппарата, мм	3506	3625
Наружный диаметр корпуса, мм	850	1200
Масса аппарата сухая, кг	2990	5796

Кожухотрубные вертикальные маслоохладители с низким накатным оребрением выпускает ПО "Невский завод".

Типоразмерный ряд состоит из моделей: МРУ-3, МРУ-6, МРУ-10, МРУ-19, МРУ-35. Цифры в обозначениях показывают площади поверхностей теплообмена, м². Основное назначение этих аппаратов – масло-снабжение паротурбинных установок привода воздуходувок металлургических печей.

На рис. 5.13 дан общий вид охладителя МРУ-6 с площадью рабочей поверхности 6 м². Коэффициент оребрения для труб этого типа составляет 2,26. Внутренняя поверхность корпусов в аппаратах не протачивается. Для устранения возможных холостых протечек масла между корпусом и наружными кромками кольцевых перегородок устанавливается уплотняющее кольцо из листового пластика. Наружный диаметр кольца выполнен несколько большим по сравнению с внутренним диаметром корпуса аппарата. При заводке трубной системы в корпус наружная кромка этого кольца отгибается и достаточно плотно прижимается по окружности к внутренней поверхности корпуса. Из-за малого перепада давлений между каждой парой соседних ходов масла в охладителе такое уплотнение оказывается достаточным для устранения холостых

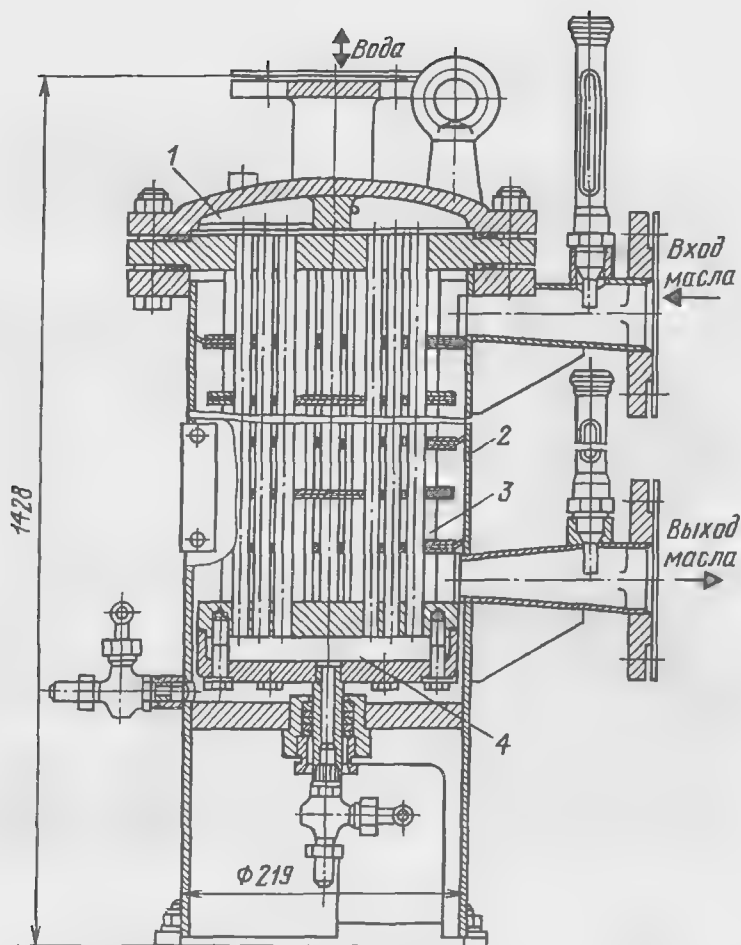


Рис. 5.13. Маслоохладитель МРУ-6:

1 – корпус; 2 – верхняя водяная камера; 3 – трубная система; 4 – нижняя водяная камера

протечек масла по периферии кольцевых перегородок.

Устранение зазоров между наружной поверхностью труб и отверстиями для их прохода в дисковых перегородках осуществляется с помощью слоя такого же пластика, закрепленного на каждой перегородке. Для труб наружным диаметром 14 мм диаметр отверстий в уплотняющем слое на дисковых перегородках принимается равным $(13,6 \pm 0,1)$ мм. В аппаратах МРУ применены низкооребрённые трубы с диаметром и высотой ребра $14 \times 1,5$ мм, ребра выполнены винтовой накаткой. Трубы изготовлены из латуни или сплава МНЖ5-1. Аппараты двухходовые по воде.

В табл. 5.11 приведены основные технические характеристики охла-

Таблица 5.11

Основные технические характеристики охладителей масла с низким накатным оребрением

Характеристика	Марка				
	МРУ-3	МРУ-6	МРУ-10	МРУ-19	МРУ-35
Площадь полной поверхности охлаждения, м ²	3,2	6,4	10,4	19,6	34
Коэффициент оребрения труб	2,26	2,26	2,26	2,26	2,26
Номинальный расход, м ³ /ч:					
масла	140	250	490	750	1440
воды	22	22	54	54	125
Число ходов масла	22	24	18	20	12
Номинальная температура масла, °С:					
на входе	60	60	60	60	56
на выходе	50	50	50	50	45
Номинальная начальная температура воды, °С	30	30	30	30	28
Число ходов воды	2	2	2	2	2
Расчетное гидравлическое сопротивление охладителя при номинальном режиме, МПа:					
по воде	0,44	0,54	0,049	0,67	0,098
по маслу	0,196	0,196	0,23	0,25	0,098
Расчетное значение приведенного к площади полной поверхности коэффициента теплопередачи при номинальном режиме, Вт/(м ² · К)	450	450	450	450	450
Общее число оребренных труб, шт.	78	78	150	150	294
Диаметр и толщина стенки труб, несущих оребрение, мм	14 × 1,5	14 × 1,5	14 × 1,5	14 × 1,5	14 × 1,5
Полная высота аппарата, мм	920	1420	—	—	1940
Наружный диаметр корпуса, мм	219	219	295	295	426
Масса аппарата сухая, кг	127	153	262,4	364,4	617

дителей масла марок МРУ-3, МРУ-6, МРУ-10, МРУ-19, МРУ-35.

Основные требования к маслоохладителям. Говоря о преимуществах или недостатках той или иной конструкции маслоохладителей, следует прежде всего определить те требования, которые должны предъявляться к ним. Это прежде всего:

- 1) вода не должна попадать в масло. Попадание воды в масло при-

водит к нарушению режимов работы подшипников. Во избежание этого конструкция аппарата и система маслоснабжения должна обеспечивать более высокое давление по маслу в аппарате, что специально оговаривается "Правилами технической эксплуатации". Необходимо также обеспечивать всегда полное открытие задвижек на сливе воды из маслоохладителя;

2) масло не должно просачиваться в охлаждающую воду. С этой целью для обеспечения герметичности и плотности вальцовочных соединений их припаивают. Кроме того, основные элементы практически всех конструкций маслоохладителей выполнены так, чтобы избежать попадания масла в воду. Нижние трубные доски маслоохладителей, на которые опирается трубная система, вместе с уплотнительными прокладками зажимаются между фланцами корпуса и нижней водяной камеры, служащей опорой маслоохладителя. Так как температура масла может достигать 70°C при средней температуре корпуса $10\text{--}25^{\circ}\text{C}$, то в случае жесткого крепления к корпусу второй трубной доски, вальцовка трубок в досках неизбежно ослабнет вследствие возникающих температурных деформаций, причем произойдет это после нескольких тепловых циклов. Именно поэтому верхняя водяная камера выполняется плавающей, не связанной с корпусом.

Опасность попадания масла в воду является одной из причин, по которой для охлаждения в маслоохладителях не применяют основной конденсат турбин, а используют циркуляционную систему водоснабжения. Все это приводит не только к удорожанию всей системы маслоснабжения, но и к потерям теплоты охлажденного масла.

Достаточно часто маслоохладители (а также воздухоохладители турбогенераторов) включают по воде параллельно с конденсаторами.

Естественно, что при такой схеме включения для обеспечения герметичности по маслу, гидравлическое сопротивление по воде маслоохладителей и их трубопроводов при максимальном ее расходе должно быть меньше минимально возможной разности давлений в местах включения в циркуляционную систему. Для этого ограничивают гидравлическое сопротивление маслоохладителя. Оно должно быть меньше сопротивления конденсатора, а на практике его принимают до 2 м вод.ст.;

3) обеспечение высоких значений коэффициентов теплоотдачи от масла к воде.

Поскольку вязкость масла в десятки раз выше, чем вязкость воды, то в первую очередь эта проблема должна решаться за счет интенсификации теплообмена со стороны масла. Именно поэтому гидравлическая схема маслоохладителя выполнена так, что охлаждающая вода движется внутри гладких трубок, а масло – в межтрубном пространстве. Система перегородок межтрубного пространства обеспечивает зигзагообразное движение масла, близкое к поперечному обтеканию труб с шахматным расположением.

Перегородки типа "диск-кольцо", а также шторы между ними и кор-

пусом маслоохладителя обеспечивают необходимое значение скорости течения масла и соответственно коэффициента теплоотдачи.

С целью обеспечения высоких значений коэффициентов теплоотдачи по маслу и теплопередачи в целом промышленностью освоены интенсифицированные маслоохладители, описанные выше. Проблемы, перспективы и эффективность методов и способов интенсификации теплообмена в теплообменных аппаратах ТЭС будут описаны ниже.

Фактором, существенно влияющим на теплопередачу и конечную температуру масла, является загрязнение поверхностей теплообмена. Поскольку процесс загрязнения в той ли иной степени неизбежен, то в самой схеме маслоснабжения предусматривают возможность проведения достаточно дорогостоящих мероприятий. Прежде всего, это отключение любого маслоохладителя для чистки. С этой целью устанавливают дополнительное число маслоохладителей по отношению к расчетному;

4) легкость разборки, доступа к рабочим поверхностям для ремонта и очистки.

Следует особо остановиться на влиянии зазоров в элементах маслоохладителей. Наличие технологических зазоров между корпусом и перегородками вызывает холостые перетечки масла и значительно влияет на тепловые и гидродинамические характеристики маслоохладителей. Значительные протечки масла (20–30)% могут быть вызваны относительно небольшими, на первый взгляд несущественными, неплотностями. При наличии протечки снижается доля масла, проходящего через трубный пучок, уменьшается скорость потока и коэффициент теплоотдачи. При параллельном включении маслоохладителей холостые перетечки в одном из них отрицательно сказываются также и на работе остальных, так как из-за неплотностей уменьшается коэффициент гидравлического сопротивления маслоохладителя, а это приводит к увеличению расхода через неплотный маслоохладитель и к соответствующему, иногда значительному, уменьшению расхода через параллельно подключенный маслоохладитель, в котором произойдет снижение коэффициента теплопередачи.

Снижение холостых перетечек масла достигается различными способами: установкой внутренних кожухов, приваркой металлических колец к направляющим перегородкам, применение полимерных уплотняющих прокладок, пружинящих колец.

Коротко остановимся на конструкциях перегородок в маслоохладителях. Движение масла в межтрубном пространстве с перегородками типа "диск-кольцо" имеет преимущество по сравнению с сегментными перегородками в том, что в таком аппарате существует меньшее гидравлическое сопротивление.

Интенсивность теплообмена в аппаратах с сегментными перегородками и перегородками типа "диск-кольцо" практически одинакова. В то же время недостатками перегородок типа "диск-кольцо" являются:

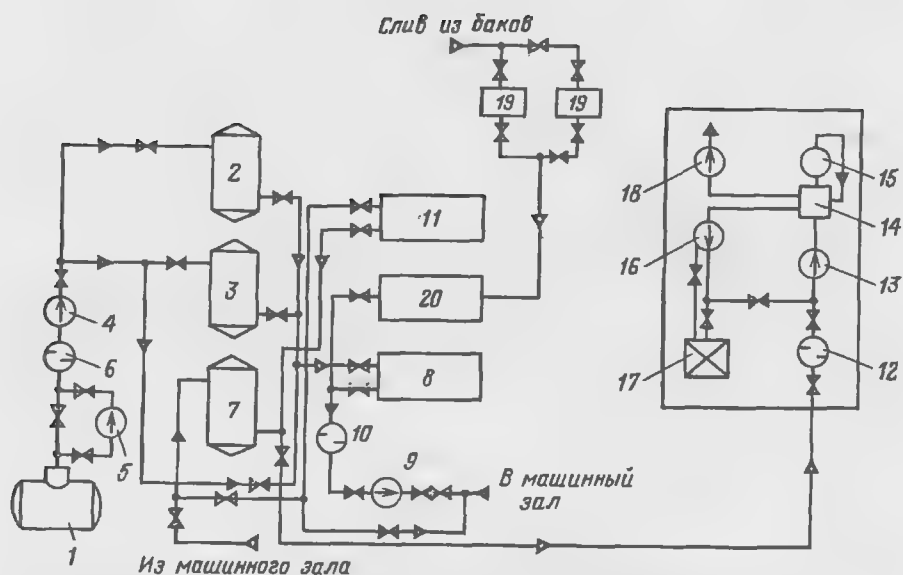


Рис. 5.14. Схема маслоснабжения стационарных паротурбинных установок ТЭЦ-1 и ТЭЦ-3 г. Казани:

1 – цистерна с маслом; 2, 3 – масляные баки; 4 – насос приема масла из цистерны; 5 – ручной насос; 6 – сетчатый фильтр; 7 – бак отработанного масла; 8 – бак чистого масла; 9 – насос чистого масла; 10 – сетчатый фильтр; 11 – бак грязного масла; 12 – грязевой фильтр; 13, 16 – масляный насос; 14 – фильтропресс; 15 – центробежный сепаратор; 17 – электроподогреватель; 18 – вакуумный насос; 19 – адсорбер; 20 – бак приема масла

большие габариты при одинаковой площади поверхности теплообмена, более сложная конструкция аппарата.

5.2. Принципиальные схемы включения охладителей масла в системы маслоснабжения стационарных паротурбинных установок

Рассмотрим принципиальную схему циркуляционного маслоснабжения паротурбинной установки на примере системы маслоснабжения ТЭЦ-1 и ТЭЦ-3 г. Казани (рис. 5.14).

Масло из железнодорожной цистерны 1 подается в баки 2 и 3 вместимостью 40 м³ каждый насосом 4 марки РЗ-60. Для предварительной подкачки масла применяется ручной насос 5 марки ГН-60. Перед насосом 4 установлен сетчатый фильтр 6 для очистки масла от механических примесей. Бак 7 предназначен для приема отработанного масла от турбин. Из баков 2 и 3 масло поступает в расходный бак чистого масла 8 вместимостью 2 м³. Из расходного бака оно подается насосом 9 марки РЗ-30 в машинный зал станции. Перед насосом 9 также установлен сетчатый фильтр 10 для дополнительной очистки масла от механических

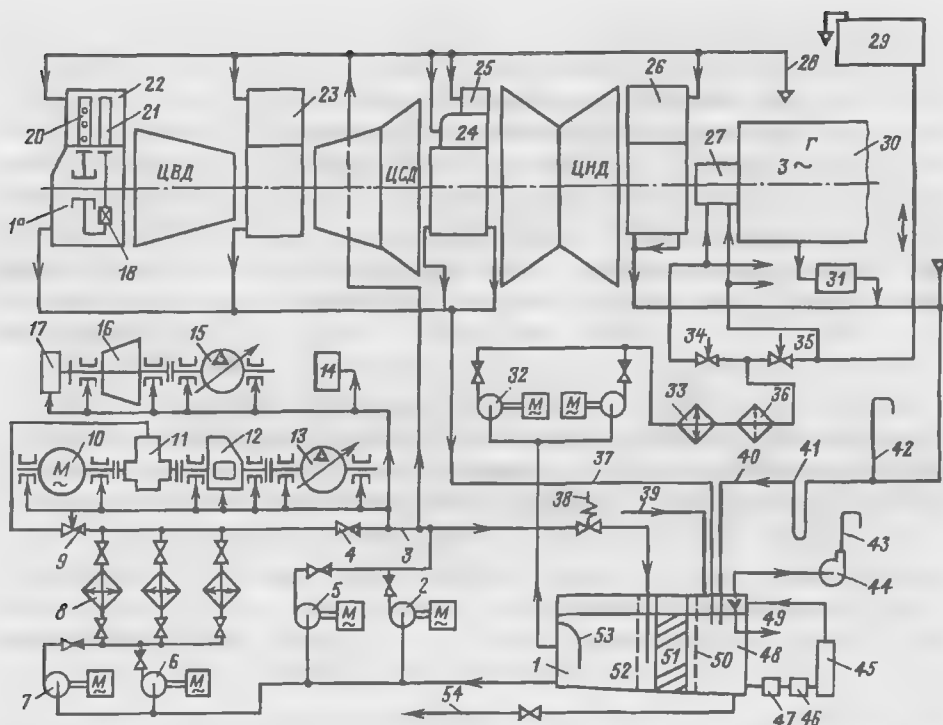


Рис. 5.15. Схема маслоснабжения стационарного энергетического блока

примесей. Оработанное масло поступает в емкость 7, затем в напорный бак "грязного" масла 11 и далее направляется на очистку. Очистка масла производится с помощью грязевого фильтра 12, который установлен перед масляным насосом 13, прокачивающим масло в фильтропресс 14 для очистки от механической взвеси и далее в центробежный сепаратор 15. Затем масло с помощью насоса 16 подается в электроподогреватель 17 для отгонки летучих фракций, которые отсасываются вакуумным насосом 18. Для очистки масла при сливе из баков применяются два адсорбера 19. Масло после прохождения адсорберов собирается в бак приема 20.

Рассмотрим более подробно схему циркуляционного маслоснабжения паротурбинной установки современного энергетического блока (рис. 5.15).

Масло из главного бака 1 центробежным насосом 7 с приводом от электродвигателя переменного тока подается через маслоохладители 8 в напорный коллектор 3, откуда оно распределяется на смазку подшипников 19, 23, 24 главной турбины, 26, 28 генератора и возбuditеля, а также турбины 16 и питательных насосов 13, 15, на смазку вспомогательных механизмов (резервного возбuditеля 14, валоповоротного устройства 25 и др.), в систему регулирования 17 турбоноса и гидро-

муфту 11 питательного электронасоса (через клапан 9).

При неисправностях масляного насоса 7 или его привода в работу автоматически включается резервный насос 6. Обычно насосы 6 и 7 работают попеременно. При потере напряжения на шинах собственных нужд, когда насосы 6 и 7 отключаются, турбина ведется на останов; причем масло подается от аварийных насосов 2 и 5, подключенных к шинам аккумуляторной батареи. Эти насосы по сравнению с основными имеют пониженные подачу и напор, поэтому подключаются к распределительному коллектору помимо маслоохладителей 8 и гидромуфты 11 (обратный затвор 4 отсекает поток масла от насосов 2 и 5 к гидромуфте 11, не нуждающейся в масле в рассматриваемой аварийной обстановке).

Масло к подшипникам турбины, генератора и возбuditеля поступает из индивидуальных бачков 22, расположенных в крышках картеров подшипников. На линии 21 основного подвода масла к вкладышу установлена диафрагма 18, определяющая необходимый расход масла. В бачке расположена трубка 20 с дозирующими отверстиями на ее поверхности для подачи ограниченного количества масла к подшипнику во время аварийного выбега ротора турбины при отключенных насосах смазки. Такая необходимость возникает, например, при воспламенении масла, попавшего через разорванный маслопровод на горячие детали турбины.

Современные генераторы электрического тока имеют водородное охлаждение обмоток. Для предотвращения прорыва водорода наружу генератор 30 снабжен системой масляных уплотнений в местах прохода вала через крышки статора. Эта система содержит автономные насосы 32 (два с электроприводом переменного тока и один – постоянного), маслоохладитель 33, фильтр 36, регуляторы давления уплотняющего и прижимного масла 35, 34, демпферный бак 29, выполняющий те же функции, что и индивидуальные бачки 22 для подшипников турбины и генератора, уплотнения 27 вала генератора, сливные маслопроводы с гидравлическими затворами 31 и 41.

Масло, циркулирующее через исполнительные элементы (подшипники, гидромуфту, уплотнения и др.), нагревается, смешивается с воздухом, обводняется, окисляется, загрязняется шламом и другими примесями. Отработанное масло сливается в коллекторы 37, 39, 40 и поступает в отсек 48 для "грязного" масла в баке 1. В этом баке установлены плоские сетки 50 для предварительной его очистки, аварийный перелив 49, многоярусный пакет наклонных перегородок 51 для интенсификации выделения пузырьков воздуха и осаждения примесей, плоские сетки 52 для окончательной фильтрации масла, защитный козырек 53 для предотвращения захвата вспененного масла из верхних слоев бака. Избыток масла (разница между поступившем и фактически потребленным исполнительными механизмами) возвращается в бак через маслосбрасывающий клапан 38, автоматически поддерживающий постоянное давление "до себя". Это масло раньше прошло очистку, фильтрацию и

охлаждение, поэтому его направляют сразу в "чистый" отсек (к козырьку 53) или в промежуток между пакетом 51 и фильтром 52.

Шлам, вода, механические примеси, выделившиеся из масла, сползают по наклонному днищу в нижнюю точку бака, откуда периодически удаляются. К этой же точке присоединены линия 54 для аварийного опорожнения масла и маслоочистительная машина, содержащая центробежный сепаратор 47, электроподогреватель с вакуумным баком, фильтропресс 46. Иногда сюда же подключается адсорбер 45 для непрерывной регенерации масла. Обычно же адсорбер находится на ответвлении от масляной магистрали перед маслоохладителями 8.

Из масла выделяются газы (водород, углекислота, летучие продукты окисления). Для удаления их служат центробежный вентилятор 44 и атмосферная труба 43. Чтобы вентилировать сливные маслопроводы генератора, применяется второй аналогичный вентилятор (на рисунке не показан) и труба 42 для аварийного выпуска водорода в атмосферу.

Схема масляных коммуникаций усложняется при объединении системы смазки и регулирования, предъявляющей повышенные требования к чистоте масла. Шлам, смолистые продукты окисления масла, ржавчина вызывают явление застойной нечувствительности, закупоривают дроссельные шайбы, заклинивают золотники. Воздух, содержащийся в масле в виде пузырьков снижает скорость передачи гидравлических импульсов, вызывает пульсацию давления в проточных линиях, уменьшает запас устойчивости системы регулирования. Сама система регулирования может нагревать масло, вспенивать, обводнять его, например, через неплотные сильфоны регуляторов давления отборного пара. Таким образом, в процессе эксплуатации конкретных узлов паротурбинной установки происходит ухудшение качества масла, вызванное несовершенством конструкции подшипников, уплотнений, гидромуфт, сливных трубопроводов, регуляторов. Однако и неудовлетворительная очистка масла от примесей и недостаточное охлаждение, и неоптимальное распределение его по ветвям системы ухудшают работу тех же подшипников, гидромуфт, уплотнений, регуляторов. Существует взаимосвязь между аэрацией, обводнением, загрязнением и окислением масла, обусловленная его кондицией. Нестабильное к окислению масло быстро "стареет", ухудшает деэмульгирующие свойства, более склонно к вспениванию, содержит много шлама. Интенсивно вспененное масло не успевает освободиться от пузырьков воздуха в баке, и к насосу поступает масловоздушная смесь. При сжатии воздуха в насосе резко повышается температура пузырьков. Выделившаяся теплота, несмотря на ничтожно малое значение и кратковременность воздействия, существенно катализирует окисление масла. Пройдя через насос, сжатые пузырьки постепенно растворяются, а содержащиеся в воздухе примеси (пыль, зола, водяной пар) переходят в масло, загрязняя и обводняя его. Все это приводит к дальнейшему ухудшению его качества, снижению надежности и экономичности элементов масляной системы и всего

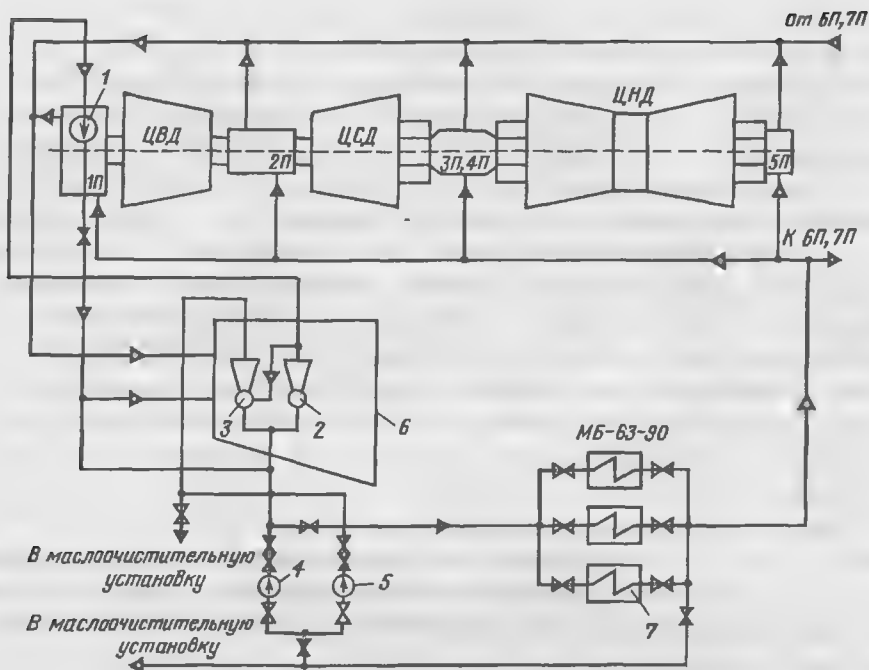


Рис. 5.16. Принципиальная схема включения маслоохладителей в систему масло-снабжения турбин К-200-130-1 блоков №1-6 Заинской ГРЭС:
1П-7П – подшипники; ЦВД, ЦСД, ЦНД – цилиндры соответственно низкого, сред-
него и высокого давлений

паротурбинного агрегата.

Рассмотрим теперь более подробно схему включения охладителей масла в систему маслоснабжения турбины.

На рис. 5.16 приведена принципиальная схема включения охладителей масла в систему маслоснабжения турбин К-200-130-1 блоков №1-6 Заинской ГРЭС.

Подача масла в систему регулирования производится с помощью центробежного насоса 1, приводимого в действие непосредственно от вала турбины, расположенного в ее переднем блоке.

В систему смазки до маслоохладителей 7 масло подается с помощью двух включенных последовательно инжекторов 2 и 3, один из которых обеспечивает необходимое давление центробежного насоса системы регулирования. Масляный бак 6 вместимостью 28 м³ снабжен сетчатыми фильтрами для грубой очистки от механических примесей. Охлаждение масла проводится в трех маслоохладителях типа МБ-63-90, включенных параллельно. В системе смазки установлены два насоса – рабочий 4 и резервный 5.

На рис. 5.17-5.19 приведены принципиальные схемы включения маслоохладителей в системы маслоснабжения турбин Т-105/120-130-2 и

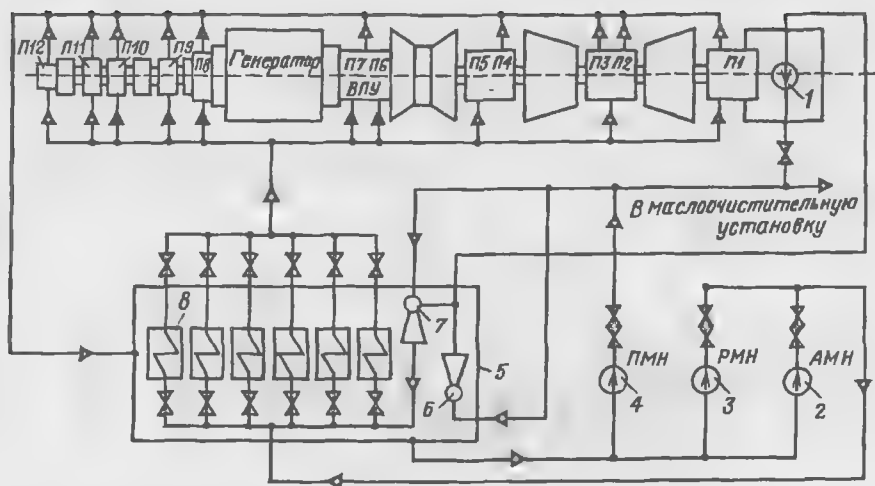


Рис. 5.17. Принципиальная схема включения маслоохладителей в систему масло-снабжения турбины Т-105/120-130-2 Казанской ТЭЦ-3:

ВПУ – валоповоротное устройство; 1 – центробежный масляный насос; 2 – то же аварийный (АМН); 3 – то же резервный (РМН); 4 – то же пусковой (ПМН); 5 – масляный бак; 6, 7 – инжекторы; 8 – маслоохладители М-45; остальные обозначения те же, что на рис. 5.16

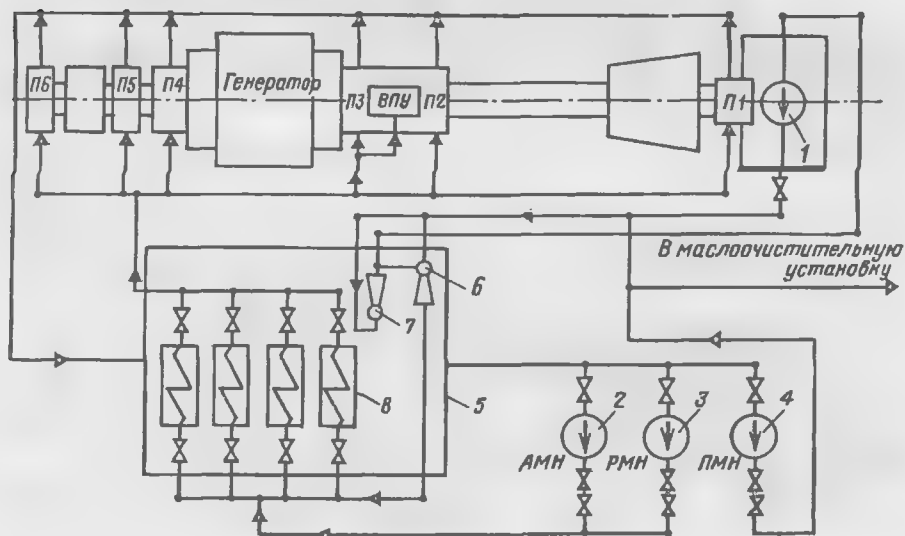


Рис. 5.18. Принципиальная схема включения маслоохладителей в систему масло-снабжения турбины Р 20/40-130/31 Казанской ТЭЦ-3: обозначения те же, что на рис. 5.17

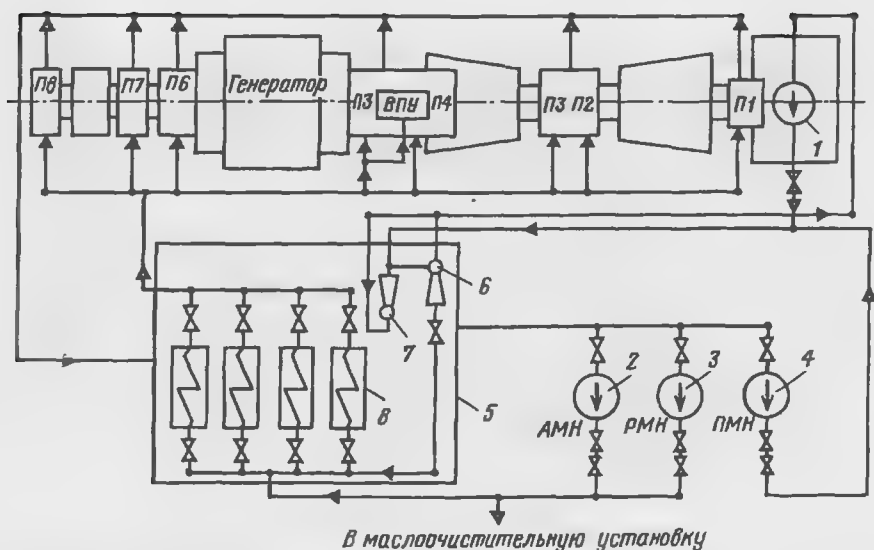


Рис. 5.19. Принципиальная схема включения маслоохладителей в систему масло-снабжения турбины Т-50-130-1 Казанской ТЭЦ-2: обозначения те же, что на рис. 5.17

Р20/40-130/31 Казанской ТЭЦ-3, а также турбины Т-50-130-1 Казанской ТЭЦ-2.

Масло в систему регулирования турбины подается главным центробежным насосом 1, приводимым в действие от вала турбины. Одновременно от этого насоса масло поступает к соплам последовательно включенных инжекторов 6 и 7. Обе ступени инжекторов расположены в маслобаке вместимостью 26 м³.

Инжектор первой ступени 6 подает масло к всасывающему патрубку насоса 1 (создавая необходимое для его работы давление, равное около 0,03 МПа) и в камеру инжектора второй ступени 7, подающего масло через маслоохладители в систему смазки подшипников турбины и сепаратора.

Для обеспечения работы турбоагрегата в период пуска предусмотрен пусковой масляный электронасос 4. Снабжение маслом подшипников при останове турбоагрегата обеспечивается аварийным насосом с приводом от электродвигателя постоянного тока. Резервный насос 3 приводится в действие электродвигателем переменного тока.

В маслобак 5 встроены шесть охладителей масла 8 марок М-45 для турбины Т-100 и по четыре для турбин Р-40 и Т-50-130. Аппараты включены в работу параллельно.

На рис. 5.20, 5.21 приведены принципиальные схемы включения маслоохладителей в системы маслоснабжения турбин ПТ-60/75-130/13 Казанских ТЭЦ-1 и ТЭЦ-3 и Р35/50-130/13 Казанской ТЭЦ-3.

Подача масла в систему регулирования производится с помощью

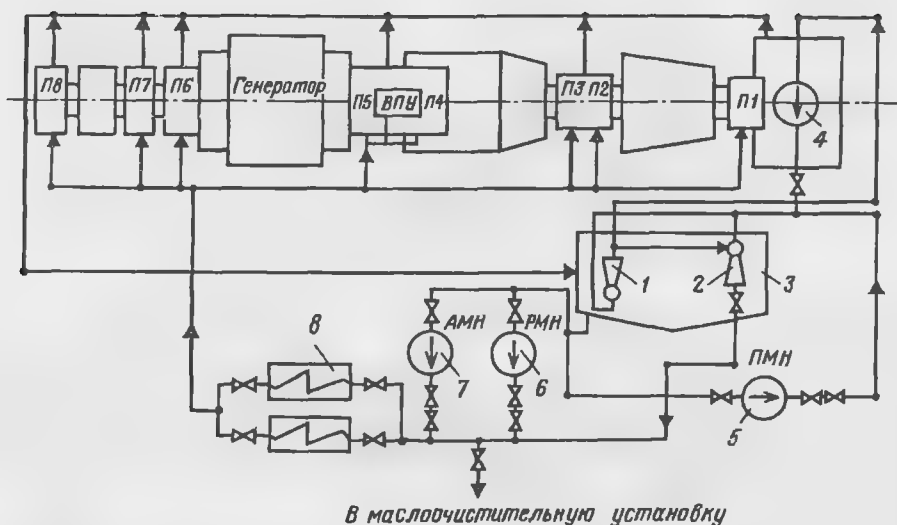


Рис. 5.20. Принципиальная схема включения маслоохладителей в систему масло-снабжения турбины ПТ-60/75-130/13 Казанской ТЭЦ-1: 1,2 – инжекторы; 3 – масляный бак; 4 – центробежный масляный насос; 5 – пусковой масляный насос; 6 – резервный масляный насос; 7 – аварийный масляный насос; 8 – маслоохладители МБ-63-90; остальные обозначения те же, что на рис. 5.17

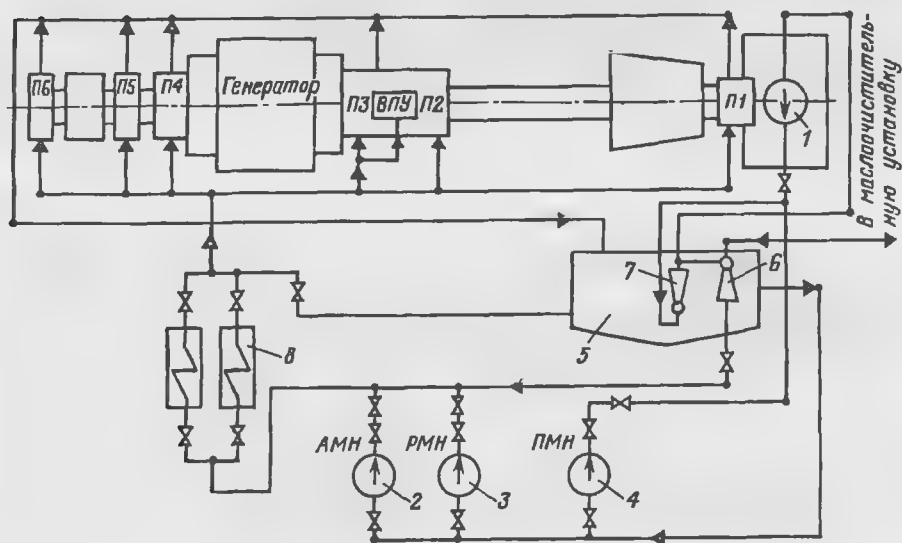


Рис. 5.21. Принципиальная схема включения маслоохладителей в систему масло-снабжения турбины Р35/50-130/13 Казанской ТЭЦ-3: обозначения те же, что на рис. 5.17

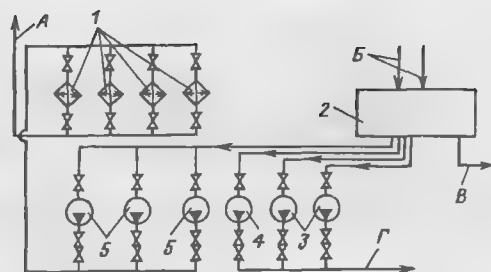


Рис. 5.22. Схема включения охладителей масла в систему маслоснабжения турбогенератора турбины К-500-65/3000:

1 – охладители масла марок МБ-190-250 (МБМ-190-250); 2 – маслобак; 3 – насосы системы уплотнения вала генератора с приводами от электродвигателей переменного тока; 4 – то же с приводом от электродвигателя постоянного тока; 5 – масляные насосы системы смазки; А – к подшипникам турбогенератора; Б – от подшипников турбогенератора; В – слив; Г – к уплотнениям вала генератора

центробежного насоса 4 приводимого в действие непосредственно от вала турбины, расположенного в ее переднем блоке (рис. 5.20). В систему смазки от маслоохладителя масло подается с помощью двух включенных последовательно инжекторов 1 и 2, один из которых (1) обеспечивает необходимое давление на всасе насоса. Инжекторы 1, 2 установлены в маслобаке 3. Для пуска турбины предусмотрен пусковой масляный электронасос 5. Охлаждение масла осуществляется маслоохладителями 8 марки МБ-63-90 для турбин ПТ-60-130 и Р-50-130. Установлены по два маслоохладителя включенных параллельно. Снабжение маслом подшипников при останове турбоагрегатов осуществляется аварийным насосом 7, в схеме предусмотрен резервный насос 6.

Рассмотрим схему включения охладителей масла в систему маслоснабжения генератора [9].

На рис. 5.22 приведена принципиальная схема включения охладителей в систему маслоснабжения турбогенератора мощностью 500 МВт турбины К-500-65/3000. В связанную непосредственно с охладителем масла часть системы входят три или четыре охладителя 1 марки МБ-190-250 (МБМ-190-250) (два-три рабочих, один резервный), насосная группа и основной маслобак 2.

Насосная группа состоит из насосов систем смазки, регулирования, уплотнения вала генератора, а также насосов валоповоротного устройства. В системе смазки установлены три насоса: рабочий, резервный (пусковой) и запасной. Каждый из них рассчитан на подачу 700 м³/ч масла при давлении 0,451 МПа. Насос системы смазки подает масло из маслоблока через охладители в напорные баки. При его работе необходимое давление масла перед подшипниками турбоагрегата создается за счет разности уровней установки напорных баков (на схеме не показаны) и оси подшипников. В период пуска турбины масло в систему

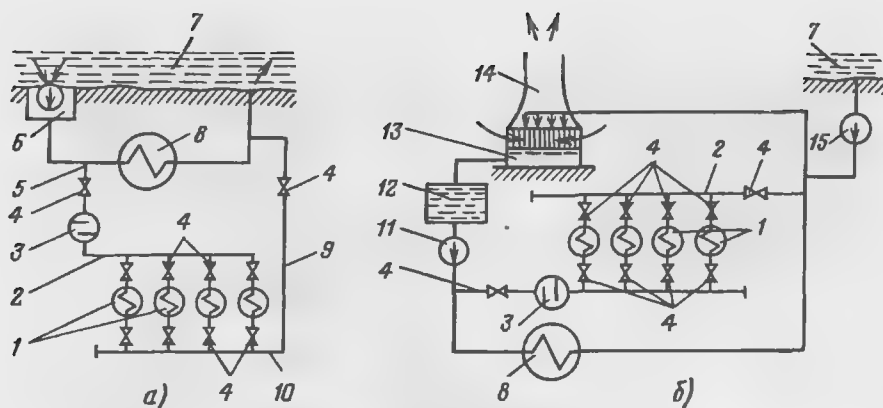


Рис. 5.23. Принципиальные одноконтурные схемы включения охладителей масла в систему смазки при прямоточном (а) и обратном (б) водоснабжении:

1 – охладители масла; 2, 10 – водяные коллекторы; 3 – механический фильтр; 4 – задвижки; 5 – подвод воды на охладители; 6 – береговая насосная; 7 – водоем; 8 – конденсатор; 9 – отвод воды после охладителей масла; 11 – циркуляционный насос; 12 – колодец; 13 – бассейн; 14 – градирия; 15 – подпиточный насос

регулирования подается пусковым насосом, имеющим привод от электродвигателя переменного тока.

По воде и маслу аппараты включены параллельно. Допускается отключение одного из них для очистки при полной нагрузке турбины и температуре охлаждающей воды не выше 33°C . Номинальный расход воды на каждый охладитель масла составляет $200 \text{ м}^3/\text{ч}$. Основной охлаждающей средой в охладителях масла, применяемых в стационарных турбоустановках, является вода из циркуляционных систем этих установок.

Рассмотрим принципиальные и развернутые схемы водоснабжения и включения в них маслоохладителей более подробно [9].

На рис. 5.23 приведены принципиальные схемы систем прямоточного и обратного водоснабжения, а также включения в них охладителей масла (одноконтурная схема охлаждения).

На рис. 5.24 представлена развернутая схема включения в систему прямоточного водоснабжения охладителей масла турбогенератора мощностью 300 МВт турбины К-300-240. Подобная схема является типовой для крупных ГРЭС.

Вода на конденсатор турбины подается из водоема (см. рис. 5.23, а) (реки, моря, озера, системы прудов-охладителей) насосами по напорным циркуляционным водоводам. Часть ее отбирается на охладители масла. Группа их включается параллельно между разделяющим 2 и собирающим 10 водяными коллекторами. Любой из охладителей может быть отключен задвижками 4 для очистки или ремонта. На линиях подвода воды к напорному коллектору группы охладителей устанавлива-

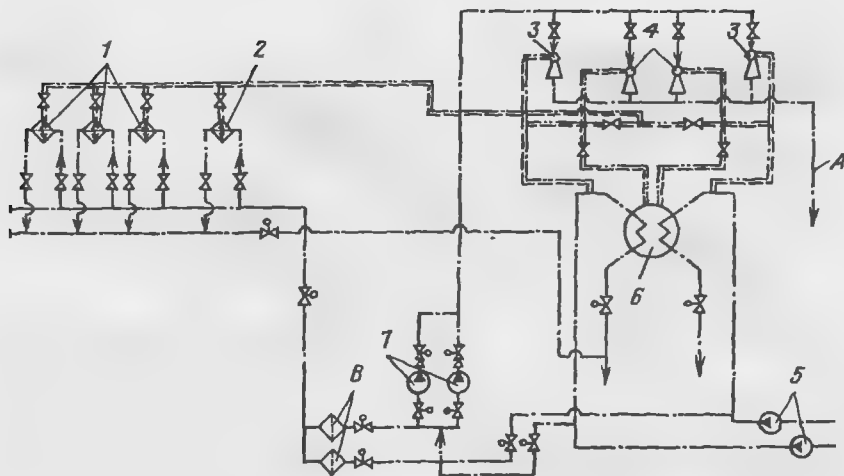


Рис. 5.24. Одноконтурная схема охлаждения масла системы при прямоточном водоснабжении:

1 – охладители масла; 2 – охладитель масла; 3, 4 – пусковые и основные водоструйные эжекторы; 5 – циркуляционные насосы; 6 – конденсатор; 7 – насосы водоструйных эжекторов; 8 – фильтры; А – сливной циркуляционный водовод

ются механические фильтры 8. При оборотной системе водоснабжения (с прудами-охладителями) принцип включения охладителей масла (см. рис. 5.23, б) не меняется.

Для отдельных объектов и условий с целью предотвращения загрязнения маслом водоемов при вынужденной эксплуатации охладителей с пониженной герметичностью масляных полостей может применяться менее экономичная и более сложная двухконтурная схема охлаждения. На рис. 5.25 дан пример такой схемы применительно к турбогенератору мощностью 300 МВт.

Пониженная экономичность охлаждения масла по двухконтурной схеме обусловлена в основном тремя факторами: наличием промежуточного водо-водяного теплообменника и определенного температурного напора на выходе из него (это приводит к более высоким начальным температурам охлаждающей воды по сравнению с начальной температурой ее в одноконтурной схеме), загрязнением поверхности промежуточного теплообменника со стороны охлаждающей циркуляционной воды и установкой дополнительного перекачивающего насоса во вторичном водяном контуре. К недостаткам этой схемы следует также отнести необходимость использования большого количества дополнительной крупной арматуры с приводами насосов, промежуточных теплообменников и трубопроводов, что приводит к серьезному загромождению части машинного зала под отметкой обслуживания турбины.

Для энергоустановок небольшой и средней мощностей, размещаемых на открытых площадках в районах с ограниченными водными ресур-

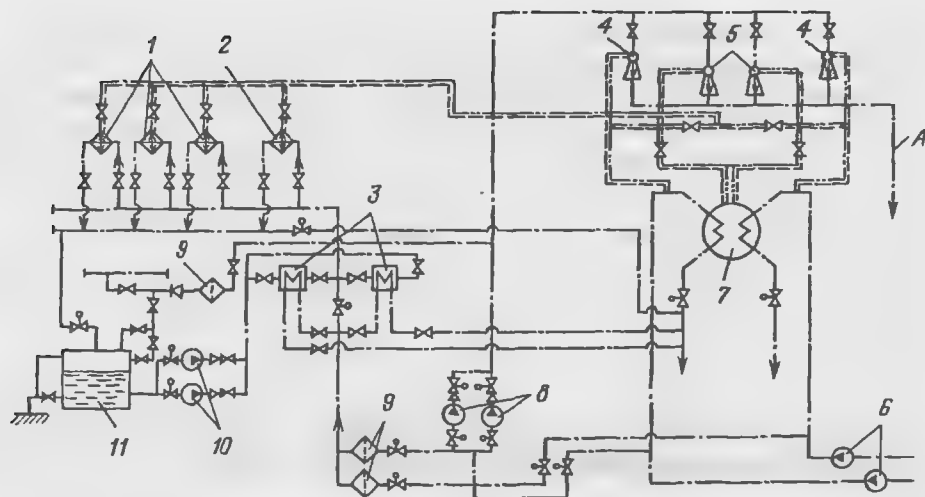


Рис. 5.25. Двухконтурная схема охлаждения масла при проточном водоснабжении: 1 – охладители масла; 2 – охладитель масла; 3 – промежуточные охладители воды; 4 – водоструйные эжекторы (пусковые) для отсоса воздуха из водяных камер конденсатора; 5 – основные водоструйные эжекторы; 6 – циркуляционные насосы; 7 – конденсатор; 8 – насосы водоструйных эжекторов; 9 – фильтры; 10 – насосы вторичного замкнутого контура охлаждения; 11 – промежуточный бак воды; А – сливной циркуляционный водовод

сами и умеренным климатом (средняя температура воздуха в течение пяти суток подряд в наиболее холодный период не опускается ниже -40°C), а также в районах с холодным климатом (средняя температура воздуха в течение пяти суток подряд в наиболее холодный период составляет $-40 \div -50^{\circ}\text{C}$) могут применяться маслосистемы с воздушным охлаждением.

5.3. Тепловой расчет маслоохладителей

Как и для всех теплообменных аппаратов, тепловые расчеты маслоохладителей могут быть поверочными или конструкторскими.

Целью конструкторского расчета маслоохладителя является нахождение по номинальным параметрам системы маслоснабжения площади поверхности охлаждения, а также размеров основных деталей проектируемого аппарата. Обычно конструкторские расчеты выполняются в специализированных проектных и производственных организациях на базе каталогов основных деталей теплообменной аппаратуры.

Целью поверочного расчета маслоохладителя является определение конечных параметров основного теплоносителя – масла и основной характеристики уже установленного на станции или спроектированного охладителя – площади поверхности охлаждения.

Поскольку маслоохладители являются элементами вспомогательного оборудования общей схемы маслоснабжения турбоустановок, то рас-

четы на определение их производительности обычно не проводятся.

Маслоохладители стационарных паротурбинных установок относятся к классу рекуперативных теплообменных аппаратов, работают в непрерывном тепловом режиме и характеризуются весьма малой тепловой инерционностью. Соответственно все расчеты проводят при стационарном тепловом режиме. Основными уравнениями для теплового расчета маслоохладителя также являются уравнения теплового баланса и теплопередачи, причем на практике для определения тепловой нагрузки используется уравнение теплового баланса, а для нахождения площади поверхности теплообмена – уравнение теплопередачи.

Как обычно считаем, что холодный теплоноситель (в данном случае вода) получит теплоту от горячего теплоносителя (масла). Тогда с учетом потерь в окружающую среду запишем стандартное по форме уравнение теплового баланса для двух теплоносителей маслоохладителя:

$$Q = G_{\text{м}} c_{p\text{м}} \rho_{\text{м}} (t_{1\text{м}} - t_{2\text{м}}) + Q_{\text{пот}} = G_{\text{в}} c_{p\text{в}} \rho_{\text{в}} (t_{2\text{в}} - t_{1\text{в}}).$$

Количество теплоты, отдаваемое маслом охлаждающей воде и окружающей среде находится как

$$Q_{\text{м}} = G_{\text{м}} c_{p\text{м}} \rho_{\text{м}} (t_{1\text{м}} - t_{2\text{м}}) + Q_{\text{пот}}, \quad (5.1)$$

где $G_{\text{м}}$ – расход масла в маслоохладителе, м³/с; $c_{p\text{м}}$ – удельная теплоемкость масла при средней его температуре в аппарате $\bar{t}_{\text{м}}$, кДж/(кг·К); $\rho_{\text{м}}$ – плотность масла при $\bar{t}_{\text{м}}$, кг/м³; $Q_{\text{пот}}$ – количество теплоты, отдаваемое поверхностью аппарата окружающей среде, Вт.

Среднюю температуру масла в маслоохладителе можно подсчитать по формуле

$$\bar{t}_{\text{м}} = (t_{1\text{м}} + t_{2\text{м}})/2, \quad (5.2)$$

где $t_{1\text{м}}$ – температура масла перед охладителем, °С; $t_{2\text{м}}$ – температура масла после охладителя, °С.

Определение тепловых потерь $Q_{\text{пот}}$ в связи с отсутствием тепловой изоляции на корпусе маслоохладителя производится по формуле

$$Q_{\text{пот}} = \bar{\alpha}_{\text{к}} F_{\text{к}} \Delta t, \quad (5.3)$$

где $\bar{\alpha}_{\text{к}}$ – коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности маслоохладителя к окружающему воздуху в машинном зале, Вт/(м²·К); $F_{\text{к}} = \pi D_{\text{к}} H_{\text{к}}$ – площадь наружной поверхности, м² (здесь $D_{\text{к}}$, $H_{\text{к}}$ – диаметр и высота корпуса маслоохладителя, м); Δt – разность температур наружной поверхности маслоохладителя $t_{\text{кор}}$ и окружающего воздуха $t_{\text{возд}}$, °С.

В расчетах температуру $t_{\text{кор}}$ обычно принимают равной $\bar{t}_{\text{м}}$, а температуру окружающего воздуха $t_{\text{возд}}$ – равной 20–25 °С (если охладитель установлен в машинном зале).

Значения коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}_k$ для машинных залов электростанций равно 8–10 Вт/(м²·К). Очень часто в практических расчетах величиной тепловых потерь в окружающую среду $Q_{\text{пот}}$ пренебрегают.

Количество теплоты воспринимаемое охлаждающей водой

$$Q_v = G_v c_{p_v} \rho_v (t_{2v} - t_{1v}), \quad (5.4)$$

где G_v – расход воды в аппарате, м³/с; c_{p_v} – удельная теплоемкость воды при $\bar{t}_v = (t_{1v} + t_{2v})/2$, кДж/(кг·К); ρ_v – плотность воды при $\bar{t}_v$, кг/м³; t_{1v} , t_{2v} – начальное и конечное значения температуры воды, °С.

Обычно увеличение температуры воды в маслоохладителе не превышает 3–4 °С, поэтому значение c_{p_v} может приниматься при температуре t_{1v} .

Как уже говорилось, в кожухотрубных маслоохладителях само охлаждаемое масло движется в межтрубном пространстве, а охлаждающая вода – внутри труб. Такое конструктивное исполнение их вызвано рядом причин, которые приведены в 5.2. Во-первых, это загрязненность охлаждающей воды и, как следствие, необходимость периодической чистки поверхностей, омываемых водой. Во-вторых, установка в межтрубном пространстве направляющих перегородок типа "диск-кольцо" или сегментного типа позволяет получить практически поперечное омывание потоком масла трубного пучка, что уже более эффективно. И, наконец, появляется гораздо больше возможностей по интенсификации процесса теплообмена при сравнительно небольших гидравлических потерях.

В [9] вводится понятие номинальной кратности охлаждения

$$m = G_v / G_m, \quad (5.5)$$

которая представляет собой отношение расхода воды к номинальному расходу масла. Этим же стандартом рекомендуется выбирать кратность охлаждения в пределах $m = 1,6 \pm 0,2$.

Тогда расход воды, потребляемой аппаратом, определяется как

$$G_v = G_m m. \quad (5.6)$$

Температура охлаждающей воды в маслоохладителе увеличится на

$$\Delta t_v = \frac{Q}{G_v \rho_v c_{p_v}}. \quad (5.7)$$

При этом значение температуры воды на выходе можно определить по формуле

$$t_{2v} = t_{1v} + \Delta t_v, \quad (5.8)$$

а среднее значение температуры воды в маслоохладителе

$$\bar{t}_B = t_{1B} + \Delta t_B / 2. \quad (5.9)$$

Теплофизические характеристики воды при найденной средней температуре определяются с помощью таблиц, графиков и формул.

Независимо от схемы взаимного перемещения охлаждаемой и охлаждающей среды средний логарифмический температурный напор в охладителе можно найти по формуле

$$\Delta \bar{t}_{\text{лог}} = \frac{(t_{1M} - t_{2B}) - (t_{2M} - t_{1B})}{\ln \frac{t_{1M} - t_{2B}}{t_{2M} - t_{1B}}} \varepsilon_{\Delta t}, \quad (5.10)$$

где $\varepsilon_{\Delta t}$ – поправочный коэффициент, значение которого зависит от схемы взаимного перемещения теплоносителей, при этом $\varepsilon_{\Delta t} \leq 1$ (для прямоточных схем движения теплоносителей $\varepsilon_{\Delta t} = 1$).

Коэффициент $\varepsilon_{\Delta t}$ является функцией температур входных и выходных потоков охлаждаемой и охлаждающей среды $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$, где

$$P = \frac{t_{2B} - t_{1B}}{t_{1M} - t_{1B}}, \quad R = \frac{t_{1M} - t_{2M}}{t_{2B} - t_{1B}} \quad (5.11)$$

– параметры зависимости $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$.

На рис. 5.26 приведены номограммы для нахождения значений $\varepsilon_{\Delta t}$ для различных схем перекрестного тока теплоносителей, а на рис. 5.27 – номограммы для схем параллельно-смешанного тока.

Одним из важнейших этапов теплового расчета является определение конечных температур теплоносителей. В общем случае характер изменения температур охлаждаемой и охлаждающей среды является нелинейным и зависит от схемы взаимного движения теплоносителей, площади поверхности теплообмена F и соотношений между водяными эквивалентами потоков масла $W_{\text{э.м}}$ и охлаждающей воды $W_{\text{э.в}}$.

В основе приведенных ниже формул для расчета конечных температур теплоносителей лежат уравнения теплового баланса (5.1) и (5.4), а также уравнения теплопередачи.

Для определения конечных температур однофазных теплоносителей, движущихся по прямоточной схеме, можно использовать точное решение в виде

$$t_{2M} = t_{1M} - (t_{1M} - t_{1B}) \frac{1 - \exp \left[-\frac{kF}{W_{\text{э.м}}} \left(1 + \frac{W_{\text{э.м}}}{W_{\text{э.в}}} \right) \right]}{1 + W_{\text{э.м}}/W_{\text{э.в}}}; \quad (5.12)$$

$$t_{2B} = t_{1B} + (t_{1M} - t_{1B}) \frac{W_{\text{э.м}}}{W_{\text{э.в}}} \frac{1 - \exp \left[-\frac{kF}{W_{\text{э.м}}} \left(1 + \frac{W_{\text{э.м}}}{W_{\text{э.в}}} \right) \right]}{1 + W_{\text{э.м}}/W_{\text{э.в}}}, \quad (5.13)$$

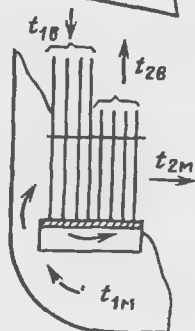
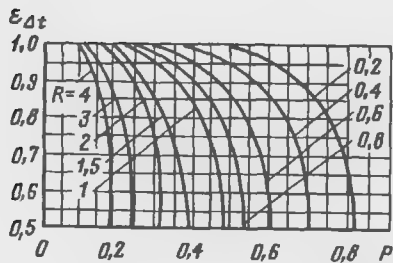
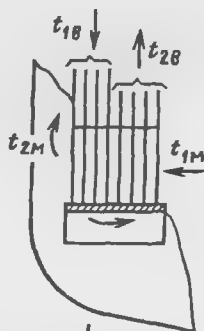
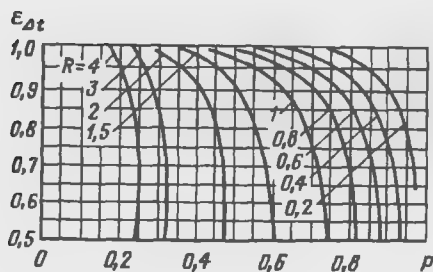
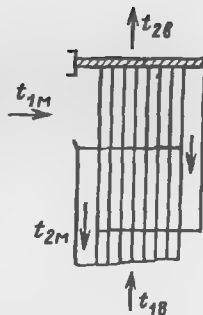
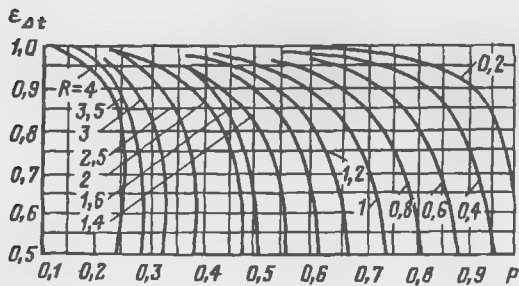
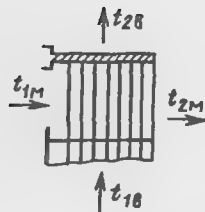
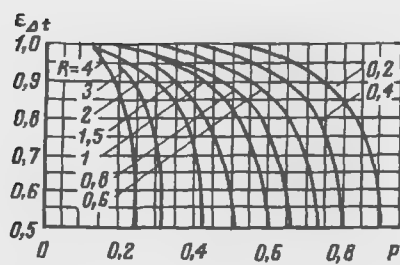


Рис. 5.26. Номограммы для определения $\varepsilon_{\Delta t}$ для схем перекрестного тока теплоносителей

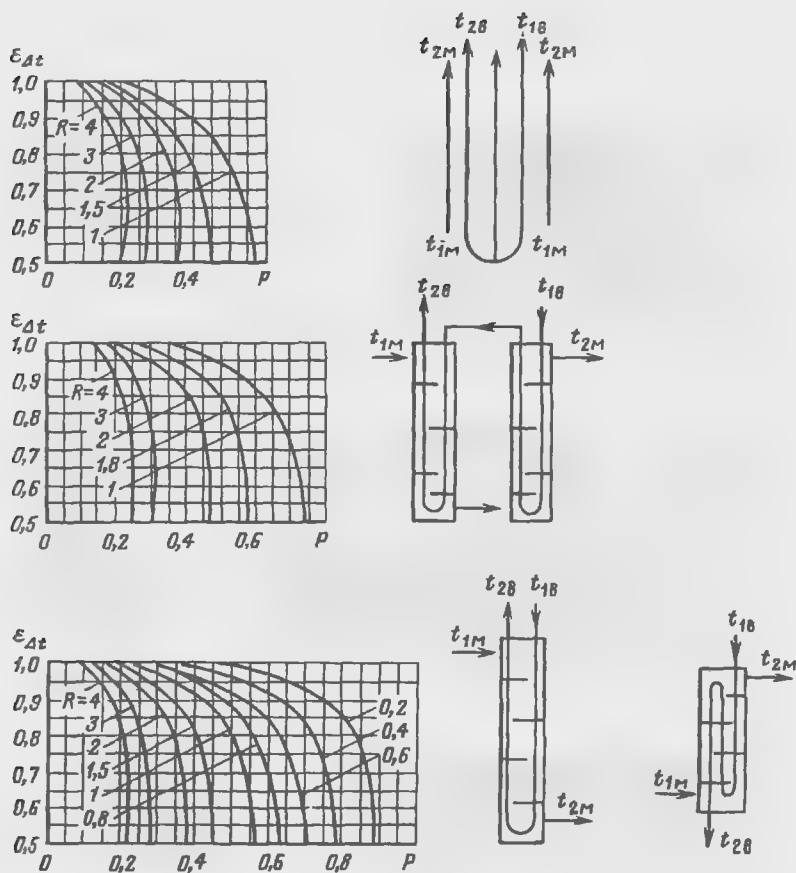


Рис. 5.27. Номограммы для определения $\epsilon_{\Delta t}$ для схем параллельно-смешанного тока теплоносителей

где k – коэффициент теплопередачи Вт/(м²·К), а водяные эквиваленты теплоносителей Вт/К имеют вид

$$W_{\text{э.м}} = G_{\text{м}} \rho_{\text{м}} c_{p_{\text{м}}}; \quad W_{\text{э.в}} = G_{\text{в}} \rho_{\text{в}} c_{p_{\text{в}}}.$$

Для противоточных схем конечные температуры теплоносителей

$$t_{2\text{м}} = t_{1\text{м}} - (t_{1\text{м}} - t_{1\text{в}}) \frac{1 - \exp \left[-\frac{kF}{W_{\text{э.м}}} \left(1 - \frac{W_{\text{э.м}}}{W_{\text{э.в}}} \right) \right]}{1 - \frac{W_{\text{э.м}}}{W_{\text{э.в}}} \exp \left[-\frac{kF}{W_{\text{э.м}}} \left(1 - \frac{W_{\text{э.м}}}{W_{\text{э.в}}} \right) \right]}; \quad (5.14)$$

$$t_{2\text{в}} = t_{1\text{в}} + (t_{1\text{м}} - t_{1\text{в}}) \frac{W_{\text{э.м}}}{W_{\text{э.в}}} \frac{1 - \exp \left[-\frac{kF}{W_{\text{э.м}}} \left(1 - \frac{W_{\text{э.м}}}{W_{\text{э.в}}} \right) \right]}{1 - \frac{W_{\text{э.м}}}{W_{\text{э.в}}} \exp \left[-\frac{kF}{W_{\text{э.м}}} \left(1 - \frac{W_{\text{э.м}}}{W_{\text{э.в}}} \right) \right]}. \quad (5.15)$$

Точно определить, температуру $t_{2м}$ для любой схемы движения потоков теплоносителей можно по формуле

$$t_{2м} = t_{1м} - (t_{1м} - t_{1в}) \frac{1 - V}{(1 - VW_{э.м}/W_{э.в})}, \quad (5.16)$$

где

$$V = \exp [-\varepsilon_{\Delta t} k F (1 - W_{э.м}/W_{э.в}) (t_{1м} - t_{2м}) / Q].$$

Как видно из (5.16), нахождение конечной температуры масла $t_{2м}$ является достаточно сложной задачей, поскольку неизвестный параметр $t_{2м}$ входит и в левую и в правую части (5.16) в явном и неявном (через функцию $\varepsilon_{\Delta t}$) виде. Для преодоления этой сложности в расчетах применяют принцип последовательных итераций, а в качестве первого приближения (первого шага итераций) используют приближенную методику нахождения конечных температур теплоносителей. Для нахождения приближенного значения температуры вернемся к формулам (5.10) и (5.11), с помощью которых находится, в свою очередь коэффициент $\varepsilon_{\Delta t}$.

Вводятся понятия максимальной и минимальной разности температур теплоносителей на входе и выходе из аппарата :

$$\Delta t_{\text{макс}} = t_{1м} - t_{2в}; \quad \Delta t_{\text{мин}} = t_{2м} - t_{1в}. \quad (5.17)$$

В случае, когда $\Delta t_{\text{макс}} / \Delta t_{\text{мин}} \leq 1,2$, средний температурный напор определяется не как среднелогарифмический согласно (5.10), а как среднеарифметический:

$$\Delta \bar{t} = (\Delta t_{\text{макс}} + \Delta t_{\text{мин}}) / 2. \quad (5.18)$$

При незначительных колебаниях температур охлаждаемой и охлаждающей среды принимается линейное изменение температуры по длине поверхности теплообмена. В итоге, формулы для приближенного определения конечных температур теплоносителей имеют вид

$$t_{2м} = t_{1м} - Q_{в} / W_{э.м}; \quad t_{2в} = t_{1в} + Q_{в} / W_{э.в}, \quad (5.19)$$

где $Q_{в}$ – количество теплоты, воспринимаемое охлаждающей средой;

$$Q_{в} = \frac{t_{1м} - t_{1в}}{1/(kF) + 1/(2W_{э.м}) + 1/(2W_{э.в})}. \quad (5.20)$$

Возвращаясь к расчету конечных температур $t_{2м}$ и $t_{2в}$ по (5.14)–(5.16), видно, что в эти формулы также входят неизвестный коэффициент теплопередачи k и неизвестная площадь поверхности теплообмена F , нахождение которой является одной из главных задач теплового расчета. В этом случае также прибегают к использованию итерационного подхода. Идея этого подхода как и в случае с $t_{2м}$, заключается

в использовании приближенно найденных значений k и F . Затем, в случае несовпадения приближенно найденных и найденных по основной методике значений $t_{2м}$, k и F расчеты повторяют до необходимой степени точности.

Определение коэффициента теплопередачи в маслоохладителях с гладкими трубами или с трубами с поперечным накатанным оребрением и с направляющими перегородками сегментного типа и типа "диск-кольцо" производится по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\bar{\alpha}_м} + \frac{\varphi d_н}{2\lambda_{ст}} \ln \frac{d_н}{d_{вн}} + \frac{\varphi}{\bar{\alpha}_в} \frac{d_н}{d_{вн}}}, \quad (5.21)$$

где $\bar{\alpha}_м$, $\bar{\alpha}_в$ – коэффициенты теплоотдачи от масла к наружной поверхности трубы и от ее внутренней поверхности к охлаждающей воде, Вт/(м²·К); $d_н$, $d_{вн}$ – наружный и внутренний диаметры труб, м; $\lambda_{ст}$ – теплопроводность материала труб, Вт/(м·К); φ – коэффициент оребрения.

Для того, чтобы найти значение k с помощью (5.21), необходимо определить коэффициенты теплоотдачи $\bar{\alpha}_м$ и $\bar{\alpha}_в$.

Средний коэффициент теплоотдачи от масла к пучку гладких труб с поперечной или близкой к ней схемой обтекания можно найти по формуле

$$\bar{\alpha}_м = \frac{\lambda_м}{d_н} 0,354 \left(\frac{w_м d_н}{\nu_м} \right)^{0,6} \text{Pr}_м^{0,33} \left(\frac{s_2}{d_н} \right)^{-1/6} \left(\frac{\mu_м}{\mu_{ст}} \right)^{0,14} C_z, \quad (5.22)$$

где $w_м = G_м/f_м$ – средняя скорость течения масла в расчетном сечении трубного пучка, м/с; s_2 – продольный шаг труб в пучке, м; $\text{Pr}_м$ – число Прандтля для масла при его средней температуре $\bar{t}_м$; $\mu_м$, $\mu_{ст}$ – динамические вязкости масла при $\bar{t}_м$ и средней температуре стенки трубы, определенной приближенно по средней температуре воды $\bar{t}_в$, Па·с; $\nu_м$ – кинематическая вязкость масла при $\bar{t}_м$; C_z – коэффициент, учитывающий конструктивные особенности пучка и степень турбулентности потока;

$$C_z = \frac{1}{1 + \frac{0,6}{z_x} - \frac{0,1}{z_x} \frac{s_2}{d_н}}, \quad (5.23)$$

(здесь z_x – число рядов труб в пучке, пересекаемых потоком масла; $\text{Pr}_м = \nu_м \rho_м c_{рм} / \lambda_м$; $\mu_м = \nu_м \rho_м$; $\mu_{ст} = \nu_{м.ст} \rho_{м.ст}$).

Для нахождения точных значений параметров уравнения (5.22) и других подобных уравнений, которые будут приведены ниже, при средней температуре стенки необходимо вычислить температуры поверхностей теплообмена. Поскольку толщина стенки гладких труб в пучках

кожухотрубных аппаратов обычно не превышает 1–1,2 мм, т.е. выполняется условие $d_{\text{н}}/d_{\text{вн}} < 2$, то ее считают тонкой. А для тонких цилиндрических поверхностей справедливы выражения

$$Q = \bar{\alpha}_{\text{м}} F_{\text{н}} (\bar{t}_{\text{м}} - t_{\text{ст.н}});$$

$$Q = \frac{\lambda_{\text{ст}}}{\delta_{\text{ст}}} (t_{\text{ст.вн}} - t_{\text{ст.н}});$$

$$Q = \bar{\alpha}_{\text{в}} F_{\text{вн}} (t_{\text{ст.вн}} - \bar{t}_{\text{в}}),$$

где $F_{\text{н}} = \pi d_{\text{н}} \varphi L$, $F_{\text{вн}} = \pi d_{\text{вн}} L$, $\bar{F} = \pi \bar{d} L$ – площади поверхностей теплообмена по соответственно наружному, внутреннему и среднему диаметрам труб при активной (рабочей) длине труб L и коэффициенте оребрения φ ; $\delta_{\text{ст}} = 0,5(d_{\text{н}} - d_{\text{вн}})$ – толщина стенки трубы.

Из совместного решения трех уравнений можно получить формулы для определения температур поверхности тонкостенных труб:

$$t_{\text{ст.вн}} = \frac{\left(\frac{\bar{\alpha}_{\text{в}}}{\bar{\alpha}_{\text{м}}} \frac{d_{\text{вн}}}{d_{\text{н}}} + \frac{\bar{\alpha}_{\text{в}}}{\lambda_{\text{ст}}} \frac{d_{\text{вн}}}{\bar{d}} \delta_{\text{ст}} \right) \bar{t}_{\text{в}} + \bar{t}_{\text{м}}}{1 + \frac{\bar{\alpha}_{\text{в}}}{\bar{\alpha}_{\text{м}}} \frac{d_{\text{вн}}}{d_{\text{н}}} + \frac{\bar{\alpha}_{\text{в}}}{\lambda_{\text{ст}}} \frac{d_{\text{вн}}}{\bar{d}} \delta_{\text{ст}}};$$

$$t_{\text{ст.н}} = \frac{\left(\frac{\bar{\alpha}_{\text{м}}}{\bar{\alpha}_{\text{в}}} \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}} \varphi + \frac{\bar{\alpha}_{\text{м}}}{\lambda_{\text{ст}}} \frac{d_{\text{н}}}{\bar{d}} \varphi \delta_{\text{ст}} \right) \bar{t}_{\text{м}} + \bar{t}_{\text{в}}}{1 + \frac{\bar{\alpha}_{\text{м}}}{\bar{\alpha}_{\text{в}}} \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}} \varphi + \frac{\bar{\alpha}_{\text{м}}}{\lambda_{\text{ст}}} \frac{d_{\text{н}}}{\bar{d}} \varphi \delta_{\text{ст}}},$$

где $t_{\text{ст.вн}}$ и $t_{\text{ст.н}}$ – температуры стенок труб по внутренней и наружной поверхностям.

Под коэффициентом оребрения φ обычно понимается отношение суммарной площади поверхности ребер и несущей трубы $F_{\text{н}}$ к площади наружной поверхности гладкой трубы $F_{\text{гл}}$ с диаметром, равным диаметру трубы, несущей оребрение. Естественно, для гладких труб $\varphi = 1$. Возвращаясь к расчету параметров (5.22), запишем, что число Прандтля определяется как:

$$\text{Pr}_{\text{м}} = \nu_{\text{м}}/a_{\text{м}} = \nu_{\text{м}} c_{\text{рм}} \rho_{\text{м}} / \lambda_{\text{м}}, \quad (5.24)$$

где $a_{\text{м}}$, $\lambda_{\text{м}}$ – температуропроводность, $\text{м}^2/\text{с}$, и теплопроводность, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ масла при $\bar{t}_{\text{м}}$.

При проектировании или модернизации маслоохладителей остро стоит вопрос интенсификации теплообмена. Известно достаточно большое число способов интенсификации теплообмена в маслоохладителях. Те из них, которые уже нашли применение на практике и освоены серийно на выпускаемых промышленностью маслоохладителях, рассмотрим в данном параграфе. Более общие вопросы и рекомендации по интенсификации теплообмена, включая последние достижения в этой области, вынесены в отдельную, последнюю главу книги (см. гл.7).

Таким образом (5.22) используется в стандартных ситуациях, когда применяются гладкие трубы.

Приведем расчетные зависимости для нахождения $\bar{\alpha}_m$ интенсифицированных поверхностей маслоохладителей выпускаемых серийно.

1. Труба с низким накатанным наружным треугольным оребрением. Здесь возможно использование формул (5.22) и (5.23), только вместо d_n в (5.23) подставляется $d'_{вн}$ – внутренний диаметр оребрения (наружный диаметр трубы, несущей оребрение).

2. Трубы с накатанным наружным винтовым треугольным оребрением.

Средний коэффициент теплоотдачи может быть найден по формуле

$$\bar{\alpha}_m = \frac{\lambda_m}{d_n} 0,425 \left(\frac{w_m d_n}{\nu_m} \right)^{0,6 \varphi^{0,07}} \text{Pr}_m^{0,33} \left(\frac{s_2}{d_n} \right)^{-1/6} \left(\frac{\mu_m}{\mu_{ст}} \right)^{0,14} C_z, \quad (5.25)$$

где φ – коэффициент оребрения.

Приведенный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{м.пр}$, учитывающий влияние оребрения и изменения теплоотдачи на поверхности ребер, определяется по выражению

$$\bar{\alpha}_{м.пр} = \bar{\alpha}_m \eta_o, \quad (5.26)$$

где

$$\eta_o = \eta_p \Pi_1. \quad (5.27)$$

Значение коэффициента η_p для оребрения прямоугольного и треугольного сечений приведены в виде графиков на рис. 5.28. Значение коэффициента Π_1 определяется по формуле

$$\Pi_1 = 1 - [0,085(1,42 - \varepsilon^2) - 0,015] h_p \sqrt{\frac{2\bar{\alpha}_m}{\lambda_p \delta_p}} \sqrt{\frac{d_n}{d'_{вн}}}, \quad (5.28)$$

где h_p , δ_p и λ_p – соответственно высота, толщина и теплопроводность ребер; $h_p = (d_n - d'_{вн})/2$; $d'_{вн}$ – внутренний диаметр оребрения (наружный диаметр трубы, несущей оребрение).

Значения коэффициента неравномерности теплоотдачи рекомендуются принимать в следующих пределах: $\varepsilon = \bar{\alpha}_{м.мин}/\bar{\alpha}_{м.макс} = 0,4 \div 0,5$.

3. Коаксиальные каналы с оребрением. Среднее значение коэффициента теплоотдачи при течении масла в кольцевом канале, образованном внутренней поверхностью трубы меньшего диаметра с продольными ребрами прямоугольного сечения находится по формуле

$$\bar{\alpha}_m = A \cdot 0,205 \text{Re}_m^{0,5} \text{Pr}_m^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_m}{\text{Pr}_{ст.м}} \right)^{0,25} \frac{\lambda_m}{d_{1н}}, \quad (5.29)$$

где $\text{Re}_m = w_m^{оп} d_{1н} / \nu_m$ – число Рейнольдса для масла; Pr_m – число Прандтля для масла при температуре $\bar{t}_m$; $\text{Pr}_{ст.м}$ – число Прандтля для

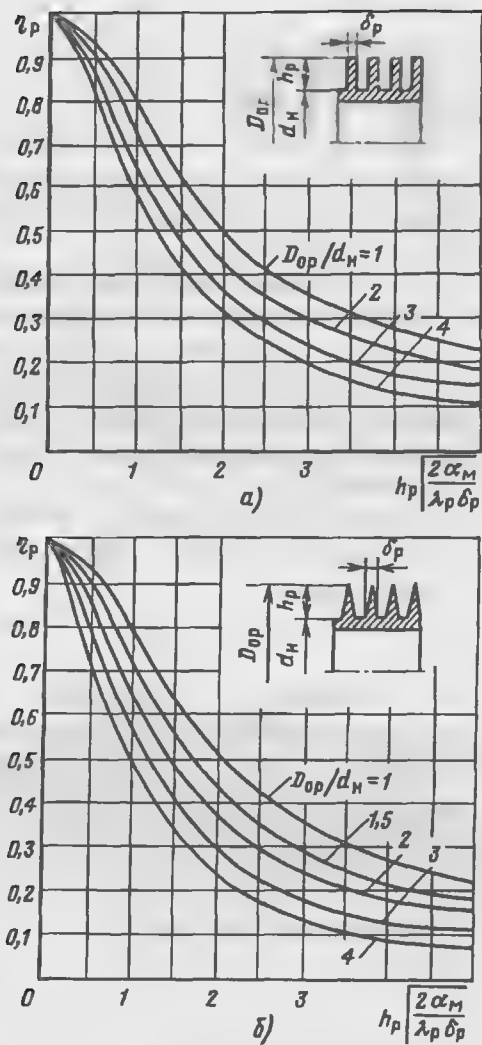


Рис. 5.28. Зависимость коэффициента тепловой эффективности η_p для накатанного оребрения прямоугольного (а) и треугольного (б) сечений от величины $h_p = \sqrt{2\alpha_m/(\lambda_p \delta_p)}$.

масла при средней температуре стенки внутренней трубы; $d_{1н}$ – наружный диаметр внутренней трубы, несущей оребрение; ν_m , λ_m – кинематическая вязкость и теплопроводность масла при t_m ; w_m^{op} – скорость течения масла в оребренном канале.

Заполнение кольцевого канала продольными ребрами уменьшает площадь живого сечения элемента и вызывает соответствующее увеличение скорости течения масла в нем, которое может учитываться по

формуле

$$w_{\text{м}}^{\text{ор}} = \frac{w_{\text{м}}^{\text{гл}}}{1 - h_{\text{р}} \delta_{\text{р}} z_{\text{р}} / F_{\text{гл}}}, \quad (5.30)$$

где $w_{\text{м}}^{\text{гл}}$ – средняя скорость течения масла в поперечном сечении гладкого кольцевого канала; $z_{\text{р}}$ – число ребер; $F_{\text{гл}}$ – площадь поверхности гладкой трубы с диаметром $d_{1\text{в}}$.

Коэффициент A [см.(5.29)] учитывает интенсификацию теплоотдачи от масла к стенке, вызываемую разрезкой ребер и отгибом их кромок в места разрезки. Значение его зависит от шага разрезки ребер s_2 , а также характера отгиба кромок и составляет 1,4–1,8. Повышению интенсивности теплообмена при разрезке ребер соответствует примерно пропорциональное увеличение гидравлического сопротивления кольцевого канала.

Приведенный коэффициент теплоотдачи от масла к стенке трубы, несущей продольное приварное желобчатое оребрение прямоугольного сечения, определяется по формуле

$$\bar{\alpha}_{\text{м.пр}} = \bar{\alpha}_{\text{м}} \varphi \eta_0, \quad (5.31)$$

где φ – коэффициент оребрения; η_0 – коэффициент тепловой эффективности прямых продольных ребер прямоугольного сечения.

Здесь под коэффициентом оребрения φ принимается отношение площадей полной наружной поверхности оребренной трубы $F_{\text{ор}}$ и наружной поверхности гладкой трубы с диаметром, равным диаметру трубы, несущей оребрение, $F_{\text{гл}}$. Значение подсчитывается по формуле

$$\varphi = F_{\text{ор}} / F_{\text{гл}} = (\pi d_{1\text{в}} + 2 z_{\text{р}} h_{\text{р}}) / (\pi d_{1\text{в}}). \quad (5.32)$$

Коэффициент тепловой эффективности ребер η_0 зависит от их формы и размеров, интенсивности конвективного теплопереноса у поверхности ребер, теплопроводности их материала и определяется по формуле

$$\eta_0 = 1 - \frac{F_{\text{р}}}{F_{\text{ор}}} (1 - \eta_{\text{р}}),$$

где $F_{\text{р}}$ – суммарная площадь поверхности ребер; $\eta_{\text{р}}$ – тепловая эффективность ребра.

4. Трубы с проволочно-петельным оребрением. Средний коэффициент теплоотдачи от масла к стенке трубы, несущей снаружи проволочно-петельное припаянное оребрение определяется зависимостью

$$\bar{\alpha}_{\text{м}} = 2,94 \frac{\lambda_{\text{м}}}{d_{\text{э}}} \text{Re}_{\text{м}}^{0,395} \text{Pr}_{\text{м}}^{0,3}. \quad (5.33)$$

За характерный линейный размер в этой формуле принят эквивалентный диаметр $d_{\text{э}} = D_{\text{ор}} - d_{\text{н}}$, где $D_{\text{ор}}$ – наружный диаметр оребрения.

При определении скорости течения масла в канале необходимо учитывать его пропорциональное загромождение проволочным оребрением.

Средний коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности трубы независимо от типа наружного оребрения (способа интенсификации) рекомендуется определять по формуле

$$\bar{\alpha}_B = \frac{\lambda_B}{d_{BH}} 0,021 \left(\frac{w_B d_{BH}}{\nu_B} \right)^{0,8} Pr_B^{0,43} \left(\frac{Pr_B}{Pr_{CT}} \right)^{0,25} \varepsilon_L, \quad (5.34)$$

где λ_B и ν_B – теплопроводность и кинематическая вязкость воды при ее средней температуре $\bar{t}_B$; w_B – средняя скорость течения воды в трубе; Pr_B , Pr_{CT} – числа Прандтля для воды при $\bar{t}_B$ и $\bar{t}_{CT}$; ε_L – коэффициент, учитывающий изменение $\bar{\alpha}_B$ по длине трубы.

Поскольку в маслоохладителях обычно устанавливаются длинные трубы ($L/d_{BH} > 50$), то обычно принимают $\varepsilon_L = 1$ и $(Pr_B / Pr_{CT})^{0,25} \approx 1$.

Значение площади поверхности теплообмена F , найденное из уравнения теплопередачи, определяется как

$$F = Q / (\Delta \bar{t} k), \quad (5.35)$$

а с учетом коэффициента загрязнения трубок $\eta_3 = 1,25$ имеем

$$F = \eta_3 Q / (\Delta \bar{t} k). \quad (5.36)$$

5.4. Алгоритм и примеры поверочных расчетов маслоохладителей

Исходными данными для поверочного расчета маслоохладителя стационарной паротурбинной установки являются: марка масла; объемный расход масла G_m , м³/с; начальные температуры масла t_{1m} и воды t_{1B} , °С; номинальная конечная (требуемая) температура масла t_{2m} , °С; кратность охлаждения m ; геометрические характеристики установленного на станции или спроектированного для нее маслоохладителя: наружный диаметр труб d_n , м; внутренний диаметр труб d_{BH} , м; схема движения теплоносителей; тип оребрения; металл труб; конструкция перегородок; тип зазоров; число ходов воды n_B ; шаг труб по глубине пучка s_2 , м; число шестиугольников в пучке труб z_x ; площадь среднего расчетного сечения для прохода масла в одном ходе f_m , м²; площадь проходного сечения для воды в одном ходе f_B , м²; площадь поверхности теплообмена F , м²; геометрические характеристики оребрения.

1. Задаемся в первом приближении конечной температурой масла t_{2m} . Выбор оптимального значения t_{2m} в первом приближении рекомендуется производить по формуле

$$(t_{2m})_0 = a + b t_{1B} + c t_{1m} + d G_m,$$

где значения коэффициентов a , b , c и d приведены в табл. 5.12. Рекомендуемая формула обеспечивает сходимость итерационного процесса в одну-две итерации.

Таблица 5.12

Значения коэффициентов для выбора в первом приближении конечной температуры масла $t_{2м}$

Тип маслоохладителя	Коэффициенты			
	a	b	c	d
МБ-63-90	3,69	0,32	0,5	125,0
МО-2	2,39	0,125	0,7	125,0
МБРГ-500	-15,17	0,84	0,3	53,6
МРУ-30	3,52	0,325	0,48	166,7
М-540	-0,58	0,44	0,5	27,8

Таблица 5.13

Значения плотности $\rho_{\text{в}}$ и удельной теплоемкости $c_{p_{\text{в}}}$ воды в диапазоне температур $0 \leq t \leq 60$ °С

t_i , °С	$\rho_{\text{в}i}$, кг/м ³	$c_{p_{\text{в}i}}$, кДж/(кг·К)
0	999,9	4,212
20	998,2	4,183
40	992,2	4,174
60	983,2	4,178

2. Определяем теплофизические характеристики масла: $\lambda_{\text{м}}$, $c_{p_{\text{м}}}$, $\rho_{\text{м}}$, $\nu_{\text{м}}$ при средней температуре масла [формула (5.2)].

Расчет ведется по известным из литературы уравнениям или таблицам. Для масла марки турбинное 22 можно рекомендовать [16] следующие расчетные формулы: $\rho_{\text{м}} = 890,7 - 0,626t$, кг/м³; $c_{p_{\text{м}}} = 1,768 + 0,35 \cdot 10^{-2}t$, кДж/(кг·К); $\lambda_{\text{м}} = 0,132 - 0,912 \cdot 10^{-4}t$, Вт/(м·К); $\nu_{\text{м}} = \{\exp(\exp[26,21 - 4,339 \ln(t + 273)]) - 0,6\} \cdot 10^{-6}$, м²/с; $\mu_{\text{м}} = \nu_{\text{м}} \rho_{\text{м}}$.

3. Находим тепловую нагрузку маслоохладителя по (5.1), принимая потери теплоты в окружающую среду $Q_{\text{пот}} \approx 0$.

4. Находим объемный расход охлаждающей воды, м³/с, используя (5.6).

5. Задаемся в первом приближении значением средней температуры охлаждающей воды в маслоохладителе $\bar{t}_{\text{в}} = t_{1\text{в}}$.

6. Определяем при температуре $\bar{t}_{\text{в}}$ значения удельной теплоемкости $c_{p_{\text{в}}}$, кДж/(кг·К), и плотности воды $\rho_{\text{в}}$, кг/м³, на основании их значений, представленных в табл. 5.13, с помощью интерполяционного полинома первой степени

$$\rho_{\text{в}} = \rho_{\text{в}i} + \frac{t - t_i}{t_{i+1} - t_i} (\rho_{\text{в}i+1} - \rho_{\text{в}i});$$

$$c_{p_{\text{в}}} = c_{p_{\text{в}i}} + \frac{t - t_i}{t_{i+1} - t_i} (c_{p_{\text{в}i+1}} - c_{p_{\text{в}i}}),$$

где $t_i \leq t < t_{i+1}$, $i = \overline{0, n}$.

7. Определяем конечную температуру охлаждающей воды по формулам (5.7), (5.8)

$$t_{2\text{в}} = \frac{Q + G_{\text{в}} \rho_{\text{в}} c_{p_{\text{в}}} t_{1\text{в}}}{G_{\text{в}} \rho_{\text{в}} c_{p_{\text{в}}}}$$

8. Уточняем значение средней температуры воды $\bar{t}_в$ по формуле (5.9).

9. Уточняем значения теплофизических характеристик воды при температуре $\bar{t}_в$, при этом значения $c_{рв}$ и $\rho_в$ находятся по выше приведенным формулам, а значения теплопроводности $\lambda_в$, Вт/(м · К) и кинематической вязкости $\nu_в$, м²/с, по выражениям [16]:

$$\lambda_в = 0,551444 - 0,2588 \cdot 10^{-2}t - 0,1278 \cdot 10^{-4}t^2;$$

$$\nu_в = \{\exp(\exp[33,23 - 5,93 \ln(t + 273)]) - 0,87\} \cdot 10^{-6}.$$

10. Определяем максимальную и минимальную разности температур теплоносителей на входе и выходе из маслоохладителя при противоточной схеме движения по (5.17): $\Delta t_{max} = t_{1м} - t_{2в}$; $\Delta t_{min} = t_{2м} - t_{1в}$.

11. Находим среднетемпературный напор: если $\Delta t_{max}/\Delta t_{min} \leq 1,2$, то $\Delta \bar{t}$ определяется по (5.18); в других случаях напор $\Delta \bar{t}$ рассчитывается по (5.10).

12. Определяем поправочный коэффициент $\varepsilon_{\Delta t}$, характеризующий схему взаимного перемещения теплоносителей и являющийся, в свою очередь, функцией параметров P и R по (5.11). Находим значения коэффициента $\varepsilon_{\Delta t}$ по номограммам, приведенным на рис. 5.26 (схемы перекрестного тока теплоносителей) и рис. 5.27 (схемы параллельно-смешанного тока). Обычно коэффициент $\varepsilon_{\Delta t} \leq 1$. Для прямоточных и противоточных схем принимают $\varepsilon_{\Delta t} = 1$.

13. Уточняем (для схем перекрестного или параллельно-смешанного тока теплоносителей) значение температурного напора, умножив полученное ранее значение $\Delta \bar{t}$ на коэффициент $\varepsilon_{\Delta t}$ согласно (5.10).

14. Рассчитываем средний коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² · К), от воды к внутренней поверхности труб по (5.34). Расчет по (5.34) ведется для всех типов и марок маслоохладителей независимо от конструктивных особенностей и способа интенсификации теплообмена в межтрубном пространстве:

$$\bar{\alpha}_в = \frac{\lambda_в}{d_{вн}} 0,021 \left(\frac{w_в d_{вн}}{\nu_в} \right)^{0,8} \text{Pr}_в^{0,43},$$

где $w_в = G_в/f_в$; $\text{Pr}_в = \nu_в \rho_в c_{рв}/\lambda_в$.

15. Рассчитываем средний коэффициент теплоотдачи от масла к поверхности теплообмена для конкретных для данного типа маслоохладителя схемы обтекания и конструкции поверхности теплообмена. Расчет ведется:

а) для маслоохладителей с пучками гладких труб (перегородки типа "диск-кольцо" или сегментные) по (5.22) и (5.23);

б) для маслоохладителей с трубами с накатанным оребрением по (5.25); При этом в формуле для определения C_z вместо наружного диаметра трубы d_n подставляется внутренний диаметр оребрения $d'_{вн}$;

в) для маслоохладителей с проволочно-петельным оребрением труб по (5.33);

г) для маслоохладителей с продольно-оребрёнными трубами по (5.29). В этих маслоохладителях каналы для прохождения охлаждаемого масла практически представляют собой коаксиальные каналы.

16. Определяем коэффициент теплопередачи по (5.21).

В зависимости от способа интенсификации теплообмена в (5.21) имеются незначительные отличия: для гладких труб коэффициент оребрения $\varphi = 1$; для труб с поперечно накатанными ребрами используется приведенный коэффициент теплоотдачи от масла, определяемый согласно (5.26)–(5.28); для труб с проволочно-петельным оребрением

$$k = 1 / \left(\frac{1}{\bar{\alpha}_m} + \frac{\varphi \delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\varphi}{\bar{\alpha}_в} \right),$$

где $\delta_{ст}$ – толщина стенки трубы, м; для труб с продольными ребрами

$$k = 1 / \left(\frac{1}{\bar{\alpha}_{м.пр} d_{1н} \varphi} + \frac{\varphi}{2 \lambda_{ст}} \ln \frac{d_{1н}}{d_{1вн}} + \frac{1}{\bar{\alpha}_в d_{1вн}} \right),$$

где $d_{1н}$ – наружный диаметр внутренней трубы, несущей оребрение, м; $d_{1вн}$ – внутренний диаметр трубы, несущей оребрение, м; коэффициент оребрения φ определяется согласно (5.32).

17. Расчетная площадь поверхности теплообмена маслоохладителя находится по (5.36).

18. Проводится сопоставление расчетной площади поверхности теплообмена F_p с нормализованной (реальной) площадью поверхности теплообмена F , установленного на станции или спроектированного маслоохладителя. Если $|(F - F_p)/F| > 0,03 \div 0,05$, то значение конечной температуры масла $t_{2м}$ принимается заново:

$$\begin{aligned} t'_{2м} &= t_{2м} + h_t & \text{если } F_p < F, \\ t'_{2м} &= t_{2м} - h_t & \text{если } F_p > F, \end{aligned}$$

где h_t – шаг итераций; $t'_{2м}$ – следующее задаваемое значение температуры $t_{2м}$. Затем расчет повторяется до выполнения условия

$$|(F - F_p)/F| \leq 0,03 \div 0,05.$$

Приведенные рекомендации по выбору шага h_t , значений конечной температуры масла позволяют уменьшить число итераций или даже свести их к одной.

Пример поверочного расчета маслоохладителя марки МБ-63-90 Исходные данные: марка масла – турбинное 22; объемный расход масла $G_m = 0,022 \text{ м}^3/\text{с}$; начальная температура масла $t_{1м} = 55^\circ \text{C}$; начальная температура воды $t_{1в} = 33^\circ \text{C}$; номинальная конечная температура масла $t_{2м} = 45^\circ \text{C}$; кратность охлаждения $m = 1,6$; геометрические параметры маслоохладителя: наружный диаметр труб $d_n =$

0,016 м; внутренний диаметр труб $d_{\text{вн}} = 0,014$ м; схема движения теплоносителей – перекрестная; тип оребрения – гладкие трубы; металл труб – латунь; конструкция перегородок – типа "диск-кольцо"; тип зазоров – неуплотненные; число ходов воды $n_{\text{в}} = 4$; шаг труб по глубине пучка $s_2 = 0,0173$ м; число шестиугольников в пучке труб $z_x = 10$; средняя расчетная площадь сечения для прохода масла в одном ходе $f_{\text{м}} = 0,032$ м²; площадь проходного сечения для воды в одном ходе $f_{\text{в}} = 0,022$ м²; площадь поверхности теплообмена $F = 63$ м².

Определяется расход охлаждающей воды

$$G_{\text{в}} = G_{\text{м}} m = 0,022 \cdot 1,6 = 0,0352 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Значение средней скорости течения воды

$$w_{\text{в}} = G_{\text{в}}/f_{\text{в}} = 0,0352/0,022 = 1,6 \text{ м/с}.$$

Значение средней скорости течения масла

$$w_{\text{м}} = G_{\text{м}}/f_{\text{м}} = 0,022/0,032 = 0,69 \text{ м/с}.$$

Переходим к итерационной процедуре вычисления конечного результата – площади теплообменной поверхности охлаждения и конечной температуры масла.

1. Задаемся в первом приближении значениями температуры масла согласно табл. 5.12 и шага итераций h_t . Примем

$$t_{2\text{м}} = 44,5^\circ\text{C}, \quad h_t = 0,5^\circ\text{C}.$$

2. Определяем значение средней температуры масла в охладителе;

$$\bar{t}_{\text{м}} = \frac{1}{2}(t_{1\text{м}} + t_{2\text{м}}) = \frac{1}{2}(55 + 44,5) = 49,75^\circ\text{C}.$$

3. Рассчитываем значения теплофизических характеристик масла при $\bar{t}_{\text{м}}$:

$$\rho_{\text{м}} = 890,7 - 0,626t = 890,7 - 0,626 \cdot 49,75 = 859,26 \text{ кг/м}^3;$$

$$\lambda_{\text{м}} = 0,132 - 0,912 \cdot 10^{-4}t =$$

$$= 0,132 - 0,912 \cdot 10^{-4} \cdot 49,75 = 0,1274 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

$$c_{p\text{м}} = 1,768 + 0,35 \cdot 10^{-2}t =$$

$$= 1,768 + 0,35 \cdot 10^{-2} \cdot 49,75 = 1,9602; \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)};$$

$$\nu_{\text{м}} = \{\exp(\exp[26,21 - 4,339 \ln(t + 273)]) - 0,6\} \cdot 10^{-6} =$$

$$= \{\exp(\exp[26,21 - 4,339 \ln(49,75 + 273)]) - 0,6\} \cdot 10^{-6} =$$

$$= 2,24 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\mu_{\text{м}} = \nu_{\text{м}} \rho_{\text{м}} = 2,24 \cdot 10^{-5} \cdot 859,26 = 0,0192 \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

4. Количество теплоты, отдаваемое маслом, (тепловая производительность)

$$Q_M = G_M \rho_M c_{p_M} (t_{1M} - t_{2M}) = \\ = 0,022 \cdot 859,26 \cdot 1,9602 \cdot (55 - 44,5) = 389079,4 \text{ Вт.}$$

5. Задаемся значением средней температуры охлаждающей воды в маслоохладителе, принимая ее равной начальной температуре:

$$\bar{t}_B = t_{1B} = 33^\circ \text{C.}$$

6. Рассчитываем значения теплофизических характеристик воды при $20 = t_i \leq t = \bar{t}_B < t_{i+1} = 40^\circ \text{C}$:

$$\rho_B = \rho_{Bi} + \frac{t - t_i}{t_{i+1} - t_i} (\rho_{Bi+1} - \rho_{Bi}) = \\ = 998,2 + \frac{33 - 20}{40 - 20} (992,2 - 998,2) = 993,9 \text{ кг/м}^3; \\ c_{p_B} = c_{p_{Bi}} + \frac{t - t_i}{t_{i+1} - t_i} (c_{p_{Bi+1}} - c_{p_{Bi}}) = \\ = 4,183 + \frac{33 - 20}{40 - 20} (4,174 - 4,183) = 4,1766 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}.$$

7. Определяем температуру воды на выходе из маслоохладителя:

$$t_{2B} = \frac{Q_M + G_B \rho_B c_{p_B} t_{1B}}{G_B \rho_B c_{p_B}} = \\ = \frac{389079,4 + 0,0352 \cdot 993,9 \cdot 4176,6 \cdot 33}{0,0352 \cdot 993,9 \cdot 4176,6} = 35,66^\circ \text{C.}$$

8. Уточняем значение средней температуры воды в маслоохладителе:

$$\bar{t}_B = \frac{1}{2} (t_{1B} + t_{2B}) = 0,5 (33 + 35,66) = 34,33^\circ \text{C.}$$

9. Уточняем значения теплофизических характеристик воды при температуре $\bar{t}_B$

$$c_{p_B} = 4,1766 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}; \rho_B = 993,9 \text{ кг/м}^3,$$

а также находим значения λ_B , ν_B и число Прандтля для воды при $\bar{t}_B$:

$$\lambda_B = 0,551444 - 0,2588 \cdot 10^{-2} t - 0,1278 \cdot 10^{-4} t^2 = \\ = 0,551444 - 0,2588 \cdot 10^{-2} \cdot 34,33 - 0,1278 \cdot 10^{-4} 34,33^2 = \\ = 0,6252 \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)}; \\ \nu_B = \{ \exp(\exp[33,23 - 5,93 \ln(t + 273)]) - 0,87 \} \cdot 10^{-6} = \\ = \{ \exp(\exp[33,23 - 5,93 \ln(34,33 + 273)]) - 0,87 \} \cdot 10^{-6} = \\ = 7,4 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}; \\ \text{Pr}_B = \nu_B \rho_B c_{p_B} / \lambda_B = \\ = 7,4 \cdot 10^{-7} \cdot 993,9 \cdot 4176,6 / 0,6252 = 4,93.$$

10. Определяем средний коэффициент теплоотдачи по воде

$$\begin{aligned}\bar{\alpha}_в &= \frac{\lambda_в}{d_{вн}} 0,021 \left(\frac{w_в d_{вн}}{\nu_в} \right)^{0,8} \text{Pr}_в^{0,43} = \\ &= \frac{0,6252}{0,014} 0,021 \left(\frac{1,6 \cdot 0,014}{7,4 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 4,93^{0,43} = 7139,56 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.\end{aligned}$$

11. Находим значения параметров P и R , а также поправочного коэффициента $\varepsilon_{\Delta t}$ для перекрестной схемы движения теплоносителей

$$\begin{aligned}P &= \frac{t_{2в} - t_{1в}}{t_{1м} - t_{1в}} = \frac{35,66 - 33}{55 - 33} = 0,121; \\ R &= \frac{t_{1м} - t_{2м}}{t_{2м} - t_{1в}} = \frac{55 - 44,5}{35,66 - 33} = 3,95;\end{aligned}$$

по номограмме, приведенной на рис. 5.26, определяем, что в нашем случае поправочный коэффициент $\varepsilon_{\Delta t} = 0,863$.

12. Средний логарифмический температурный напор

$$\begin{aligned}\Delta \bar{t}_{\text{лог}} &= \frac{(t_{1м} - t_{2в}) - (t_{2м} - t_{1в})}{\ln \left(\frac{t_{1м} - t_{2в}}{t_{2м} - t_{1в}} \right)} \varepsilon_{\Delta t} = \\ &= \frac{(55 - 35,66) - (44,5 - 33)}{\ln \left(\frac{55 - 35,66}{44,5 - 33} \right)} \cdot 0,863 = 13,015^\circ \text{C}.\end{aligned}$$

13. Рассчитываем число Прандтля для масла:

$$\begin{aligned}\text{Pr}_м &= \nu_м c_{pм} \rho_м / \lambda_м = \\ &= 2,24 \cdot 10^{-5} \cdot 859,26 \cdot 1960,2 / 0,1274 = 296,13;\end{aligned}$$

14. Средний коэффициент теплоотдачи по маслу

$$\begin{aligned}\bar{\alpha}_м &= \frac{\lambda_м}{d_н} 0,354 \left(\frac{w_м d_н}{\nu_м} \right)^{0,6} \text{Pr}_м^{0,33} \left(\frac{s_2}{d_н} \right)^{-1/6} \left(\frac{\mu_м}{\mu_{ст}} \right)^{0,14} C_z = \\ &= \frac{0,1274}{0,016} \cdot 0,354 \left(\frac{0,69 \cdot 0,016}{2,24 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,6} \cdot 296,13^{0,33} \left(\frac{0,0173}{0,016} \right)^{-1/6} \times \\ &\times \left(\frac{0,0192}{0,0414} \right)^{0,14} \cdot 0,9531 = 641,45 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},\end{aligned}$$

где $\mu_м$, $\mu_{ст}$ – динамическая вязкость масла при температурах $\bar{t}_м$ и $t_{ст}$;

$$\begin{aligned}\mu_{ст} &= \nu_{м.ст} \rho_{м.ст} = 4,79 \cdot 10^{-5} \cdot 869,2 = 0,0414 \text{ Па} \cdot \text{с}; \\ \nu_{м.ст} &= \{ \exp(\exp[26,21 - 4,339 \ln(t_{ст} + 273)]) - 0,6 \} \cdot 10^{-6} = \\ &= \{ \exp(\exp[26,21 - 4,339 \ln(34,33 + 273)]) - 0,6 \} \cdot 10^{-6} = \\ &= 4,79 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}; \\ \rho_{м.ст} &= 890,7 - 0,626 t_{ст} = 890,7 - 0,626 \cdot 34,33 = 869,21 \text{ кг/м}^3;\end{aligned}$$

$t_{\text{ст}} = \bar{t}_{\text{в}} = 34,33^\circ \text{C}$ – температура стенки, принимаемая согласно [9] равной средней температуре воды; коэффициент

$$C_z = \frac{1}{1 + \frac{0,6}{z_x} - \frac{0,1 s_2}{z_x d_{\text{н}}}} = \frac{1}{1 + \frac{0,6}{10} - \frac{0,1 \cdot 0,0173}{10 \cdot 0,016}} = 0,9531.$$

15. Находим коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\bar{\alpha}_{\text{м}}} + \frac{\varphi d_{\text{н}}}{2\lambda_{\text{ст}}} \ln \left(\frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}} \right) + \frac{\varphi}{\bar{\alpha}_{\text{в}}} \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{641,45} + \frac{1 \cdot 0,016}{2 \cdot 93} \ln \left(\frac{0,016}{0,014} \right) + \frac{1}{7139,56} \frac{0,016}{0,014}} =$$

$$= 577,86 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

16. Площадь поверхности теплообмена

$$F_{\text{р}} = \frac{1,25 Q_{\text{м}}}{\Delta \bar{t}_{\text{лог}} k} = \frac{1,25 \cdot 389\,079,4}{13,015 \cdot 577,86} = 64,67 \text{ м}^2,$$

где 1,25 – коэффициент, учитывающий загрязненность труб маслоохладителя.

17. Погрешность расчета

$$\varepsilon_F = \left| \frac{F - F_{\text{р}}}{F} \right| = \left| \frac{63 - 64,67}{63} \right| = 0,027 < 0,03 \div 0,05.$$

Так как погрешность расчета меньше допустимой, то расчет окончен. В данном примере состоялась одна итерация. Приведенные рекомендации по выбору шага h_t , начального значения конечной температуры масла $t_{2\text{м}}$ позволяют уменьшить число итераций или даже свести их к одной. Следует обратить внимание, что приведенные здесь результаты получены с помощью компьютера, а весь порядок расчета представлен в удобном для машинного и ручного счетов виде. При расчетах с помощью калькулятора за счет округлений возникают различия в результатах вычислений, не превышающие, тем не менее, 5%.

Пример поверочного расчета маслоохладителя марки МО-2 Исходные данные: марка масла – турбинное 22; объемный расход масла $G_{\text{м}} = 0,00086 \text{ м}^3/\text{с}$; начальная температура масла $t_{1\text{м}} = 45^\circ \text{C}$; начальная температура воды $t_{1\text{в}} = 20^\circ \text{C}$; номинальная конечная температура масла $t_{2\text{м}} = 37^\circ \text{C}$; кратность охлаждения $m = 4,83$; геометрические характеристики аппарата: наружный диаметр труб $d_{\text{н}} = 0,012 \text{ м}$; внутренний диаметр труб $d_{\text{вн}} = 0,010 \text{ м}$; схема движения теплоносителей – перекрестная; тип оребрения – гладкие трубы; металл труб – латунь; конструкция перегородок – сегментные; тип зазоров – закрытые; число ходов воды $n_{\text{в}} = 1$; шаг труб по глубине

пучка $s_2 = 0,012$ м; число шестиугольников в пучке труб $z_x = 7$; средняя расчетная площадь сечения для прохода масла в одном ходе $f_m = 0,0008$ м²; площадь проходного сечения для воды в одном ходе $f_b = 0,012$ м²; площадь поверхности теплообмена $F = 1,49$ м².

Определяем расход охлаждающей воды

$$G_b = G_m m = 0,00086 \cdot 4,83 = 0,0042 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Средняя скорость течения воды

$$w_b = G_b / f_b = 0,0042 / 0,012 = 0,35 \text{ м/с}.$$

Средняя скорость течения масла

$$w_m = G_m / f_m = 0,00086 / 0,0008 = 1,075 \text{ м/с}.$$

Переходим к итерационной процедуре вычисления конечного результата – площади теплообменной поверхности охлаждения и конечной температуры масла.

1. Задаемся в первом приближении значениями конечной температуры масла согласно табл. 5.12 и шага итераций h_t :

$$t_{2m} = 36,5^\circ\text{C}, \quad h_t = 0,5^\circ\text{C}.$$

2. Определяем значение средней температуры масла в охладителе:

$$t_m = 0,5(t_{1m} + t_{2m}) = 0,5(45 + 36,5) = 40,75^\circ\text{C}.$$

3. Рассчитываем значения теплофизических характеристик масла при $\bar{t}_m$:

$$\rho_m = 890,7 - 0,626t = 890,7 - 0,626 \cdot 40,75 = 864,95 \text{ кг/м}^3;$$

$$\lambda_m = 0,132 - 0,912 \cdot 10^{-4}t = 0,132 - 0,912 \cdot 10^{-4} \cdot 40,75 = 0,1282 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

$$c_{pm} = 1,768 + 0,35 \cdot 10^{-2}t =$$

$$= 1,768 + 0,35 \cdot 10^{-2} \cdot 40,75 = 1,9286 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)};$$

$$\begin{aligned} \nu_m &= \{\exp(\exp[26,21 - 4,339 \ln(t + 273)]) - 0,6\} \cdot 10^{-6} = \\ &= \{\exp(\exp[26,21 - 4,339 \ln(40,75 + 273)]) - 0,6\} \cdot 10^{-6} = \\ &= 3,4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}; \end{aligned}$$

$$\mu_m = \nu_m \rho_m = 3,4 \cdot 10^{-5} \cdot 864,95 = 0,0294 \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

4. Тепловая производительность маслоохладителя

$$\begin{aligned} Q_m &= G_m \rho_m c_{pm} (t_{1m} - t_{2m}) = \\ &= 0,00086 \cdot 864,95 \cdot 1928,6 \cdot (45 - 36,5) = 12194,3 \text{ Вт}. \end{aligned}$$

5. Задаемся значением средней температуры охлаждающей воды в маслоохладителе, принимая ее равной начальной температуре:

$$\bar{t}_B = t_{1B} = 20^\circ\text{C}.$$

6. Рассчитываем значения теплофизических характеристик воды при $20 = t_i \leq t = \bar{t}_B < t_{i+1} = 40^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned}\rho_B &= \rho_{Bi} + \frac{t - t_i}{t_{i+1} - t_i} (\rho_{Bi+1} - \rho_{Bi}) = \\ &= 998,2 + \frac{20 - 20}{40 - 20} (992,2 - 998,2) = 998,2 \text{ кг/м}^3; \\ c_{pB} &= c_{pBi} + \frac{t - t_i}{t_{i+1} - t_i} (c_{pBi+1} - c_{pBi}) = \\ &= 4,183 + \frac{20 - 20}{40 - 20} (4,174 - 4,183) = 4,183 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}.\end{aligned}$$

7. Температура воды на выходе из маслоохладителя:

$$\begin{aligned}t_{2B} &= \frac{Q_M + G_B \rho_B c_{pB} t_{1B}}{G_B \rho_B c_{pB}} = \\ &= \frac{12194,3 + 0,0042 \cdot 998,2 \cdot 4183 \cdot 20}{0,0042 \cdot 998,2 \cdot 4183} = 20,7^\circ\text{C}.\end{aligned}$$

8. Уточняем значение средней температуры воды в маслоохладителе:

$$\bar{t}_B = 0,5(t_{1B} + t_{2B}) = 0,5(20 + 20,7) = 20,35^\circ\text{C}.$$

9. Уточняем значения теплофизических характеристик воды при температуре $\bar{t}_B$

$$c_{pB} = 4,1828 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}; \rho_B = 998,09 \text{ кг/м}^3,$$

а также находим значения λ_B , ν_B и число Прандтля для воды при $\bar{t}_B$:

$$\begin{aligned}\lambda_B &= 0,551444 + 0,2588 \cdot 10^{-2}t - 0,1278 \cdot 10^{-4}t^2 = \\ &= 0,551444 + 0,2588 \cdot 10^{-2} \cdot 20,35 - 0,1278 \cdot 10^{-4}20,35^2 = \\ &= 0,6 \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)}; \\ \nu_B &= \{\exp(\exp[33,23 - 5,93 \ln(t + 273)]) - 0,87\} \cdot 10^{-6} = \\ &= \{\exp(\exp[33,23 - 5,93 \ln(20,35 + 273)]) - 0,87\} \cdot 10^{-6} = \\ &= 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \\ Pr_B &= \frac{\nu_B \rho_B c_{pB}}{\lambda_B} = \frac{1 \cdot 10^{-6} \cdot 998,09 \cdot 4183 \cdot 10^3}{0,6} = 7,02.\end{aligned}$$

10. Определяем средний коэффициент теплоотдачи по воде

$$\begin{aligned}\bar{\alpha}_B &= \frac{\lambda_B}{d_{BH}} 0,021 \left(\frac{w_B d_{BH}}{\nu_B} \right)^{0,8} Pr_B^{0,43} = \\ &= \frac{0,6}{0,01} 0,021 \left(\frac{0,35 \cdot 0,01}{1 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 7,02^{0,43} = 1961,07 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).\end{aligned}$$

11. Рассчитываем значения параметров P и R для перекрестной схемы движения теплоносителей:

$$\begin{aligned}P &= \frac{t_{2B} - t_{1B}}{t_{1M} - t_{1B}} = \frac{20,7 - 20}{45 - 20} = 0,0281; \\ R &= \frac{t_{1M} - t_{2M}}{t_{2B} - t_{1B}} = \frac{45 - 36,5}{20,7 - 20} = 12,0896,\end{aligned}$$

а по номограмме, приведенной на рис. 5.26, определяем, что в нашем случае поправочный коэффициент $\varepsilon_{\Delta t} = 0,971$.

12. Средний логарифмический температурный напор

$$\begin{aligned}\Delta \bar{t}_{\text{лог}} &= \frac{(t_{1M} - t_{2B}) - (t_{2M} - t_{1B})}{\ln \left(\frac{t_{1M} - t_{2B}}{t_{2M} - t_{1B}} \right)} \varepsilon_{\Delta t} = \\ &= \frac{(45 - 20,7) - (36,5 - 20)}{\ln \left(\frac{45 - 20,7}{36,5 - 20} \right)} \cdot 0,971 = 19,56^\circ \text{C}.\end{aligned}$$

13. Рассчитываем число Прандтля для масла:

$$Pr_M = \frac{\nu_M \rho_M c_{pM}}{\lambda_M} = \frac{3,4 \cdot 10^{-5} \cdot 864,95 \cdot 1928}{0,1282} = 442,78;$$

14. Средний коэффициент теплоотдачи по маслу

$$\begin{aligned}\bar{\alpha}_M &= \frac{\lambda_M}{d_H} 0,354 \left(\frac{w_M d_H}{\nu_M} \right)^{0,6} Pr_M^{0,33} \left(\frac{s_2}{d_H} \right)^{-1/6} \left(\frac{\mu_M}{\mu_{CT}} \right)^{0,14} C_z = \\ &= \frac{0,1282}{0,012} \cdot 0,354 \left(\frac{1,075 \cdot 0,012}{3,4 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,6} \cdot 442,78^{0,33} \left(\frac{0,012}{0,012} \right)^{-1/6} \times \\ &\times \left(\frac{0,0294}{1,005} \right)^{0,14} \cdot 0,9333 = 782,72 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).\end{aligned}$$

где μ_M , μ_{CT} – динамическая вязкость масла при температурах $\bar{t}_M$ и t_{CT} ;

$$\begin{aligned}\mu_{CT} &= \nu_{M,CT} \rho_{M,CT} = 1,15 \cdot 10^{-4} \cdot 877,96 = 0,1005 \text{ Па} \cdot \text{с}; \\ \nu_{M,CT} &= \{ \exp(\exp[26,21 - 4,339 \ln(t_{CT} + 273)]) - 0,6 \} \cdot 10^{-6} = \\ &= \{ \exp(\exp[26,21 - 4,339 \ln(20,35 + 273)]) - 0,6 \} \cdot 10^{-6} = \\ &= 1,15 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}; \\ \rho_{M,CT} &= 890,7 - 0,626 t_{CT} = 890,7 - 0,626 \cdot 20,35 = 877,96 \text{ кг}/\text{м}^3;\end{aligned}$$

$t_{\text{ст}} = \bar{t}_{\text{в}} = 20,35^{\circ}\text{C}$ – температура стенки, принимаемая согласно [9] равной средней температуре воды; коэффициент

$$C_z = \frac{1}{1 + \frac{0,6}{z_x} - \frac{0,1 s_2}{z_x d_{\text{н}}}} = \frac{1}{1 + \frac{0,6}{7} - \frac{0,1 \cdot 0,012}{7 \cdot 0,012}} = 0,9333.$$

15. Находим коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\bar{\alpha}_{\text{м}}} + \frac{\varphi d_{\text{н}}}{2\lambda_{\text{ст}}} \ln\left(\frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}}\right) + \frac{\varphi}{\bar{\alpha}_{\text{в}}} \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{782,72} + \frac{1 \cdot 0,012}{2 \cdot 93} \ln\left(\frac{0,012}{0,01}\right) + \frac{1 \cdot 0,012}{1961,07 \cdot 0,01}} =$$

$$= 525,96 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

16. Площадь поверхности теплообмена

$$F_{\text{р}} = \frac{1,25 Q_{\text{м}}}{\Delta \bar{t}_{\text{лог}} k} = 1,25 \frac{12194,3}{19,56 \cdot 525,96} = 1,48 \text{ м}^2,$$

где 1,25 – коэффициент, учитывающий загрязнение теплообменной поверхности.

17. Погрешность расчета

$$\varepsilon_F = \left| \frac{F - F_{\text{р}}}{F} \right| = \left| \frac{1,49 - 1,48}{1,49} \right| = 0,006 < 0,03 \div 0,05.$$

Так как погрешность расчета меньше допустимой, то расчет закончен. В данном примере также, как и в предыдущем, состоялась одна итерация. Приведенные рекомендации по выбору шага h_t , значений конечной температуры масла $t_{2\text{м}}$ позволяют уменьшить число итераций или даже свести их к одной. Следует обратить внимание, что приведенные здесь результаты получены с помощью компьютера, а весь порядок расчета представлен в удобном для машинного и ручного счета виде. При расчетах с помощью калькулятора за счет округления возникают различия в результатах вычисления, не превышающие, тем не менее, 5%.

Пример поверочного расчета маслоохладителя марки МРУ-30 Исходные данные: марка масла – турбинное 22; объемный расход масла $G_{\text{м}} = 0,015 \text{ м}^3/\text{с}$; начальная температура масла $t_{1\text{м}} = 56^{\circ}\text{C}$; начальная температура воды $t_{1\text{в}} = 28^{\circ}\text{C}$; номинальная конечная температура масла $t_{2\text{м}} = 45^{\circ}\text{C}$; кратность охлаждения $m = 2,23$; геометрические характеристики маслоохладителя: наружный диаметр труб $d_{\text{н}} = 0,014 \text{ м}$; внутренний диаметр труб $d_{\text{вн}} = 0,011 \text{ м}$; схема движения теплоносителей – перекрестная; тип оребрения – поперечные ребра;

металл труб – латунь; конструкция перегородок – типа "диск-кольцо"; тип зазоров – закрытые; число ходов воды $n_v = 2$; шаг труб по глубине пучка $s_2 = 0,015$ м; число шестиугольников в пучке труб $z_x = 7$; средняя расчетная площадь сечения для прохода масла в одном ходе $f_m = 0,01$ м²; площадь проходного сечения для воды в одном ходе $f_v = 0,014$ м²; площадь поверхности теплообмена $F = 34$ м²; геометрия оребрения: внутренний диаметр оребрения $d'_{вн} = 0,0138$ м; коэффициент оребрения $\varphi = 2,26$; шаг оребрения $t_p = 0,0015$ м; толщина ребра $\delta_p = 0,0006$ м.

Определяем расход охлаждающей воды

$$G_v = G_m m = 0,015 \cdot 2,23 = 0,0335 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Средняя скорость течения воды

$$w_v = G_v / f_v = 0,0335 / 0,014 = 2,39 \text{ м/с}.$$

Средняя скорость течения масла

$$w_m = G_m / f_m = 0,015 / 0,01 = 1,5 \text{ м/с}.$$

Переходим к итерационной процедуре вычисления конечного результата – площади теплообменной поверхности охлаждения и конечной температуры масла.

1. Задаемся в первом приближении значениями конечной температуры масла согласно табл. 5.12 и шага итераций h_t :

$$t_{2м} = 42^\circ\text{C}, \quad h_t = 0,5^\circ\text{C}.$$

2. Определяем среднюю температуру масла в охладителе:

$$\bar{t}_m = 0,5(t_{1м} + t_{2м}) = 0,5(56 + 42) = 49^\circ\text{C}.$$

3. Рассчитываем значения теплофизических характеристик масла при $\bar{t}_m$:

$$\rho_m = 890,7 - 0,626t = 890,7 - 0,626 \cdot 49 = 859,74 \text{ кг/м}^3;$$

$$\lambda_m = 0,132 - 0,912 \cdot 10^{-4}t =$$

$$= 0,132 - 0,912 \cdot 10^{-4} \cdot 49 = 0,1275 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

$$c_{pм} = 1,786 + 0,35 \cdot 10^{-2}t =$$

$$= 1,786 + 0,35 \cdot 10^{-2} \cdot 49 = 1,9576 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)};$$

$$\nu_m = \{\exp(\exp[26,21 - 4,339 \ln(t + 273)]) - 0,6\} \cdot 10^{-6} =$$

$$= \{\exp(\exp[26,21 - 4,339 \ln(49 + 273)]) - 0,6\} \cdot 10^{-6} =$$

$$= 2,31 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\mu_m = \nu_m \rho_m = 2,31 \cdot 10^{-5} \cdot 859,74 = 0,199 \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

4. Тепловая производительность маслоохладителя

$$Q_M = G_M \rho_M c_{pM} (t_{1M} - t_{2M}) = 0,015 \cdot 859,74 \cdot 1957,6 \cdot (56 - 42) = 353428,6 \text{ Вт.}$$

5. Задаемся значением средней температуры охлаждающей воды в маслоохладителе, принимая ее равной начальной температуре:

$$\bar{t}_B = t_{1B} = 28^\circ \text{C.}$$

6. Рассчитываем значения теплофизических характеристик воды при $20 = t_i \leq t = \bar{t}_B < t_{i+1} = 40^\circ \text{C}$:

$$\begin{aligned} \rho_B &= \rho_{Bi} + \frac{t - t_i}{t_{i+1} - t_i} (\rho_{Bi+1} - \rho_{Bi}) = \\ &= 998,2 + \frac{28 - 20}{40 - 20} (992,2 - 998,2) = 995,8 \text{ кг/м}^3; \\ c_{pB} &= c_{pBi} + \frac{t - t_i}{t_{i+1} - t_i} (c_{pBi+1} - c_{pBi}) = \\ &= 4,183 + \frac{28 - 20}{40 - 20} (4,174 - 4,183) = 4,1794 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}. \end{aligned}$$

7. Определяем температуру воды на выходе из маслоохладителя:

$$\begin{aligned} t_{2B} &= \frac{Q_M + G_B \rho_B c_{pB} t_{1B}}{G_B \rho_B c_{pB}} = \\ &= \frac{353428,6 + 0,0335 \cdot 995,8 \cdot 4179,4 \cdot 28}{0,0335 \cdot 995,8 \cdot 4179,4} = 30,54^\circ \text{C.} \end{aligned}$$

8. Уточняем значение средней температуры воды в маслоохладителе:

$$\bar{t}_B = 0,5(t_{1B} + t_{2B}) = 0,5(28 + 30,54) = 29,27^\circ \text{C.}$$

9. Уточняем значения теплофизических характеристик воды при температуре $\bar{t}_B$

$$c_{pB} = 4,1788 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}; \rho_B = 995,8 \text{ кг/м}^3,$$

а также находим значения λ_B , ν_B и число Прандтля для воды при $\bar{t}_B$:

$$\begin{aligned} \lambda_B &= 0,551444 + 0,2588 \cdot 10^{-2} t - 0,1278 \cdot 10^{-4} t^2 = \\ &= 0,551444 + 0,2588 \cdot 10^{-2} \cdot 29,27 - 0,1278 \cdot 10^{-4} 29,27^2 = \\ &= 0,6162 \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)}; \\ \nu_B &= \{\exp(\exp[33,23 - 5,93 \ln(t + 273)]) - 0,87\} \cdot 10^{-6} = \\ &= \{\exp(\exp[33,23 - 5,93 \ln(29,27 + 273)]) - 0,87\} \cdot 10^{-6} = \\ &= 8,2 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}; \end{aligned}$$

$$Pr_B = \frac{\nu_B \rho_B c_{pB}}{\lambda_B} = \frac{8,2 \cdot 10^{-7} \cdot 995,8 \cdot 4178,8}{0,6162} = 5,56.$$

10. Определяем средний коэффициент теплоотдачи по воде

$$\begin{aligned}\bar{\alpha}_B &= \frac{\lambda_B}{d_{BH}} 0,021 \left(\frac{w_B d_{BH}}{\nu_B} \right)^{0,8} Pr_B^{0,43} = \\ &= \frac{0,6162}{0,011} 0,021 \left(\frac{2,39 \cdot 0,011}{8,2 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 5,56^{0,43} = 9861,82 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.\end{aligned}$$

11. Рассчитываем значения параметров P и R для перекрестной схемы движения теплоносителей:

$$\begin{aligned}P &= \frac{t_{2B} - t_{1B}}{t_{1M} - t_{1B}} = \frac{30,54 - 28}{56 - 28} = 0,0907; \\ R &= \frac{t_{1M} - t_{2M}}{t_{2B} - t_{1B}} = \frac{56 - 42}{30,54 - 28} = 5,5145,\end{aligned}$$

а по номограмме, приведенной на рис. 5.26, определяем, что в нашем случае поправочный коэффициент $\varepsilon_{\Delta t} = 0,8992$.

12. Средний логарифмический температурный напор

$$\begin{aligned}\Delta \bar{t}_{\text{лог}} &= \frac{(t_{1M} - t_{2B}) - (t_{2M} - t_{1B})}{\ln \left(\frac{t_{1M} - t_{2B}}{t_{2M} - t_{1B}} \right)} \varepsilon_{\Delta t} = \\ &= \frac{(56 - 30,54) - (42 - 28)}{\ln \left(\frac{56 - 30,54}{42 - 28} \right)} \cdot 0,8992 = 17,23^\circ \text{C}.\end{aligned}$$

13. Определяем число Прандтля для масла:

$$Pr_M = \frac{\nu_M \rho_M c_{pM}}{\lambda_M} = \frac{2,31 \cdot 10^{-5} \cdot 859,74 \cdot 1957,6}{0,1275} = 305,55.$$

14. Рассчитываем средний коэффициент теплоотдачи по маслу

$$\begin{aligned}\bar{\alpha}_M &= \frac{\lambda_M}{d_H} 0,425 \left(\frac{w_M d_H}{\nu_M} \right)^{0,6\varphi^{0,07}} \frac{Pr_M^{0,33}}{\varphi^{0,55} (s_2/d_H)^{1/6}} \left(\frac{\mu_M}{\mu_{CT}} \right)^{0,14} C_z = \\ &= \frac{0,1275}{0,014} \cdot 0,425 \left(\frac{1,5 \cdot 0,014}{2,31 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,6 \cdot 2,26^{0,07}} \cdot \frac{305,55^{0,33}}{2,26^{0,55} \cdot (0,015/0,014)^{1/6}} \times \\ &\times \left(\frac{0,0199}{0,058} \right)^{0,14} \cdot 0,9342 = 987,84 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.\end{aligned}$$

где μ_M , μ_{CT} — динамическая вязкость масла при температурах $\bar{t}_M$ и t_{CT} ;

$$\mu_{CT} = \nu_{M,CT} \rho_{M,CT} = 6,42 \cdot 10^{-5} \cdot 872,37 = 0,0558 \text{ Па} \cdot \text{с};$$

$$\begin{aligned}\nu_{M,CT} &= \{ \exp(\exp[26,21 - 4,339 \ln(t_{CT} + 273)]) - 0,6 \} \cdot 10^{-6} = \\ &= \{ \exp(\exp[26,21 - 4,339 \ln(29,27 + 273)]) - 0,6 \} \cdot 10^{-6} = \\ &= 6,42 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с};\end{aligned}$$

$$\rho_{M,CT} = 890,7 - 0,626 t_{CT} = 890,7 - 0,626 \cdot 29,27 = 872,37 \text{ кг/м}^3;$$

$t_{\text{ст}} = \bar{t}_{\text{в}} = 29,27^\circ \text{C}$ - температура стенки, принимаемая согласно [9] равной средней температуре воды; коэффициент

$$C_z = \frac{1}{1 + \frac{0,6}{z_x} - \frac{0,1 s_2}{z_x d_{\text{н}}}} = \frac{1}{1 + \frac{0,6}{7} - \frac{0,1 \cdot 0,015}{7 \cdot 0,014}} = 0,9342.$$

15. Определяем приведенный коэффициент теплоотдачи по (5.26):

$$\bar{\alpha}_{\text{м.пр}} = \bar{\alpha}_{\text{м}} \eta_0 = 987,84 \cdot 0,9931 = 980,98 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K});$$

где $\eta_0 = \eta_{\text{р}} \Pi_1 = 0,9943 \cdot 0,9988 = 0,9931$; значение коэффициента $\eta_{\text{р}} = 0,9943$ определено по графику, приведенному на рис. 5.28; коэффициент

$$\begin{aligned} \Pi_1 &= 1 - [0,085 \cdot (1,42 - \varepsilon)^2 - 0,015] h_{\text{р}} \sqrt{2\bar{\alpha}_{\text{м}}/(\lambda_{\text{р}} \delta_{\text{р}})} \cdot \sqrt{d_{\text{н}}/d'_{\text{вн}}} = \\ &= 1 - [0,085(1,42 - 0,45)^2 - 0,015] \cdot 0,0001 \times \\ &\times \sqrt{2 \cdot 987,84/(93 \cdot 0,0006)} \sqrt{0,014/0,0138} = 0,9988; \end{aligned}$$

высота ребра

$$h_{\text{р}} = \frac{1}{2}(d_{\text{н}} - d'_{\text{вн}}) = \frac{0,014 - 0,0138}{2} = 0,0001 \text{ м.}$$

16. Находим коэффициент теплопередачи

$$\begin{aligned} k &= \frac{1}{\frac{1}{\bar{\alpha}_{\text{м.пр}}} + \frac{\varphi d_{\text{н}}}{2\lambda_{\text{ст}}} \ln \left(\frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}} \right) + \frac{\varphi}{\bar{\alpha}_{\text{в}}} \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}}} = \\ &= \frac{1}{\frac{1}{980,98} + \frac{2,26 \cdot 0,014}{2 \cdot 93} \ln \left(\frac{0,014}{0,011} \right) + \frac{2,26 \cdot 0,014}{9861,82 \cdot 0,011}} = \\ &= 739,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}). \end{aligned}$$

17. Площадь поверхности теплообмена

$$F = \frac{1,25 Q_{\text{м}}}{\Delta t_{\text{лог}} k} = 1,25 \frac{353\,428,6}{17,23 \cdot 739,6} = 34,76 \text{ м}^2,$$

где 1,25 - коэффициент, учитывающий загрязнение теплообменной поверхности.

17. Погрешность расчета

$$\varepsilon_F = \left| \frac{F - F_{\text{р}}}{F} \right| = \left| \frac{34 - 34,67}{34} \right| = 0,019 < 0,03 \div 0,05.$$

Так как погрешность расчета меньше допустимой, то расчет закончен. В данном примере состоялась одна итерация. Приведенные рекомендации по выбору шага итераций h_t , значений конечной температуры

масла $t_{2м}$ позволяют уменьшить число итераций или даже свести их к одной. Следует обратить внимание, что приведенные здесь результаты получены с помощью компьютера, а весь порядок расчета представлен в удобном для машинного и для ручного счета виде. При расчетах с помощью калькулятора за счет округления возникают различия в результатах вычисления, не превышающие, тем не менее, 5%.

Пример поверочного расчета маслоохладителя марки МБРГ-500 Исходные данные: марка масла – турбинное 22; объемный расход масла $G_m = 0,139 \text{ м}^3/\text{с}$; начальная температура масла $t_{1м} = 55^\circ \text{C}$; начальная температура воды $t_{1в} = 33^\circ \text{C}$; номинальная конечная температура масла $t_{2м} = 45^\circ \text{C}$; кратность охлаждения $m = 1,2$; геометрические характеристики маслоохладителя: наружный диаметр труб, несущих оребрение $d_{1н} = 0,028 \text{ м}$; внутренний диаметр труб, несущих оребрение $d_{1вн} = 0,0252 \text{ м}$; схема движения теплоносителей – противоточная; тип оребрения – продольные ребра; металл труб – латунь; тип зазоров – закрытые; число ходов воды $n_v = 2$; шаг труб по глубине пучка $s_2 = 0,012 \text{ м}$; число шестиугольников в пучке труб $z_x = 7$; средняя расчетная площадь сечения для прохода масла в одном ходе $f_m = 0,567 \text{ м}^2$; площадь проходного сечения для воды в одном ходе $f_v = 0,0166 \text{ м}^2$; число труб в исходном пучке – $z_n = 24$; число элементов в одном ходе масла – $z_t = 339$ шт.; площадь поверхности теплообмена $F = 773 \text{ м}^2$; геометрия оребрения: высота ребер $h_p = 0,0065 \text{ м}$; толщина ребер $\delta_p = 0,0006 \text{ м}$.

Определяем расход охлаждающей воды

$$G_v = G_m m = 0,139 \cdot 1,2 = 0,1669 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Средняя скорость течения воды

$$w_v = G_v / f_v = 0,1669 / 0,0166 = 1,005 \text{ м/с}.$$

Средняя скорость течения масла

$$w_m = G_m / f_m = 0,139 / 0,567 = 0,245 \text{ м/с}.$$

Переходим к итерационной процедуре вычисления конечного результата – площади теплообменной поверхности охлаждения и конечной температуры масла.

1. Задаемся в первом приближении значениями конечной температуры масла согласно табл. 5.12 и шага итераций h_t :

$$t_{2м} = 36,5^\circ \text{C}, \quad h_t = 0,5^\circ \text{C}.$$

2. Определяем значение средней температуры масла в охладителе;

$$\bar{t}_m = 0,5(t_{1м} + t_{2м}) = 0,5(55 + 36,5) = 46,75^\circ \text{C}.$$

3. Рассчитываем значения теплофизических характеристик масла при $\bar{t}_M$:

$$\rho_M = 890,7 - 0,626t = 890,7 - 0,626 \cdot 46,75 = 861,79 \text{ кг/м}^3;$$

$$\lambda_M = 0,132 - 0,912 \cdot 10^{-4}t =$$

$$= 0,132 - 0,912 \cdot 10^{-4} \cdot 46,75 = 0,1278 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

$$c_{pM} = 1,768 + 0,35 \cdot 10^{-2}t =$$

$$= 1,768 + 0,35 \cdot 10^{-2} \cdot 46,75 = 1,9462 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)};$$

$$\nu_M = \{\exp(\exp[26,21 - 4,339 \ln(t + 273)]) - 0,6\} \cdot 10^{-6} =$$

$$= \{\exp(\exp[26,21 - 4,339 \ln(46,75 + 273)]) - 0,6\} \cdot 10^{-6} =$$

$$2,68 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}.$$

4. Тепловая производительность маслоохладителя

$$Q_M = G_M \rho_M c_{pM} (t_{1M} - t_{2M}) = 0,139 \cdot 861,79 \cdot 1946,2 \cdot (55 - 36,5) = 4312891,8 \text{ Вт}.$$

5. Задаемся значением средней температуры охлаждающей воды в маслоохладителе, принимая ее равной начальной температуре:

$$\bar{t}_B = t_{1B} = 33^\circ\text{C}.$$

6. Рассчитываем значения теплофизических характеристик воды при $20 = t_i \leq t = \bar{t}_B < t_{i+1} = 40^\circ\text{C}$:

$$\rho_B = \rho_{Bi} + \frac{t - t_i}{t_{i+1} - t_i} (\rho_{Bi+1} - \rho_{Bi}) =$$

$$= 998,2 + \frac{33 - 20}{40 - 20} (992,2 - 998,2) = 994,3 \text{ кг/м}^3;$$

$$c_{pB} = c_{pBi} + \frac{t - t_i}{t_{i+1} - t_i} (c_{pBi+1} - c_{pBi}) =$$

$$= 4,183 + \frac{33 - 20}{40 - 20} (4,174 - 4,183) = 4,1772 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

7. Определяем температуру воды на выходе из маслоотделителя:

$$t_{2B} = \frac{Q_M + G_B \rho_B c_{pB} t_{1B}}{G_B \rho_B c_{pB}} =$$

$$= \frac{4312891,8 + 0,1669 \cdot 994,3 \cdot 4177,2 \cdot 33}{0,1669 \cdot 994,3 \cdot 4177,2} = 39,23^\circ\text{C}.$$

8. Уточняем значение средней температуры воды в маслоохладителе:

$$\bar{t}_B = 0,5(t_{1B} + t_{2B}) = 0,5(33 + 39,23) = 36,11^\circ\text{C}.$$

9. Уточняем значения теплофизических характеристик воды при температуре $\bar{t}_в$

$$c_{pв} = 4,1757 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}); \quad \rho_в = 993,37 \text{ кг}/\text{м}^3,$$

а также находим значения $\lambda_в$, $\nu_в$ и число Прандтля для воды при $\bar{t}_в$:

$$\begin{aligned} \lambda_в &= 0,551444 + 0,2588 \cdot 10^{-2}t - 0,1278 \cdot 10^{-4}t^2 = \\ &= 0,551444 + 0,2588 \cdot 10^{-2} \cdot 36,11 - 0,1278 \cdot 10^{-4} \cdot 36,11^2 = \\ &= 0,6282 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \nu_в &= \{\exp(\exp[33,23 - 5,93 \ln(t + 273)]) - 0,87\} \cdot 10^{-6} = \\ &= \{\exp(\exp[33,23 - 5,93 \ln(36,11 + 273)]) - 0,87\} \cdot 10^{-6} = \\ &= 7,2 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}; \end{aligned}$$

$$Pr_в = \frac{\nu_в \rho_в c_{pв}}{\lambda_в} = \frac{7,2 \cdot 10^{-7} \cdot 993,37 \cdot 4175,7}{0,6282} = 4,73.$$

10. Определяем средний коэффициент теплоотдачи по воде

$$\begin{aligned} \bar{\alpha}_в &= \frac{\lambda_в}{d_{1вн}} 0,021 \left(\frac{w_в d_{1вн}}{\nu_в} \right)^{0,8} Pr_в^{0,43} = \\ &= \frac{0,6282}{0,0252} 0,021 \left(\frac{1,005 \cdot 0,0252}{7,2 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 4,73^{0,43} = 4443,27 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \end{aligned}$$

11. Для противоточной схемы движения теплоносителей коэффициент $\varepsilon_{\Delta t} = 1$.

12. Средний логарифмический температурный напор

$$\begin{aligned} \Delta t_{\log} &= \frac{(t_{1м} - t_{2в}) - (t_{2м} - t_{1в})}{\ln \left(\frac{t_{1м} - t_{2в}}{t_{2м} - t_{1в}} \right)} \varepsilon_{\Delta t} = \\ &= \frac{(55 - 39,23) - (36,5 - 33)}{\ln \left(\frac{55 - 39,23}{36,5 - 33} \right)} = 8,15^\circ \text{C}. \end{aligned}$$

13. Рассчитываем числа Прандтля и Рейнольдса для масла:

$$Pr_м = \frac{\nu_м \rho_м c_{pм}}{\lambda_м} = \frac{2,68 \cdot 10^{-5} \cdot 861,79 \cdot 1946,2}{0,1278} = 351,54;$$

$$Re_м = \frac{w_м d_{1н}}{\nu_м} = \frac{0,245 \cdot 0,028}{2,68 \cdot 10^{-5}} = 256,61.$$

14. Рассчитываем средний коэффициент теплоотдачи по маслу

$$\begin{aligned} \bar{\alpha}_м &= A \cdot 0,205 Re_м^{0,45} Pr_м^{0,43} \left(\frac{Pr_м}{Pr_{м,ст}} \right)^{0,25} \frac{\lambda_м}{d_{1н}} = \\ &= 1,8 \cdot 0,205 \cdot 256,61^{0,45} \cdot 351,54^{0,43} \cdot \left(\frac{351,54}{363,48} \right)^{0,25} \frac{0,1278}{0,028} = \\ &= 251,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \end{aligned}$$

где $R_{Г.ст} = 363,48$ – число Прандтля при температуре стенки;

$$R_{Г.ст} = \frac{\nu_{м.ст} \rho_{м.ст} c_{pм.ст}}{\lambda_{м.ст}} = \frac{4,35 \cdot 10^{-5} \cdot 868,1 \cdot 1912,4}{0,1287} = 363,48;$$

$$\begin{aligned} \nu_{м.ст} &= \{\exp(\exp[26,21 - 4,339 \ln(t_{ст} + 273)]) - 0,6\} \cdot 10^{-6} = \\ &= \{\exp(\exp[26,21 - 4,339 \ln(36,11 + 273)]) - 0,6\} \cdot 10^{-6} = \\ &= 4,35 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}; \end{aligned}$$

$$\rho_{м.ст} = 890,7 - 0,626 t_{ст} = 890,7 - 0,626 \cdot 36,11 = 868,1 \text{ кг/м}^3;$$

$$\begin{aligned} c_{pм.ст} &= 1,786 + 0,35 \cdot 10^{-2} t_{ст} = \\ &= 1,786 + 0,35 \cdot 10^{-2} \cdot 36,11 = 1,9124 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \lambda_{м.ст} &= 0,132 - 0,912 \cdot 10^{-4} t_{ст} = \\ &= 0,132 - 0,912 \cdot 10^{-4} \cdot 36,11 = 0,1287 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}; \end{aligned}$$

$t_{ст} = \bar{t}_в = 36,11^\circ \text{С}$ – температура стенки, принимаемая согласно [9] равной средней температуре воды; $A = 1,8$ – коэффициент интенсификации теплоотдачи.

15. Приведенный коэффициент теплоотдачи

$$\bar{\alpha}_{м.пр} = \bar{\alpha}_м \varphi \eta_0 = 251,9 \cdot 4,55 \cdot 0,9 = 1030,83 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где

$$\varphi = \frac{\pi d_{1н} + 2z_p h_p}{\pi d_{1н}} = \frac{3,14 \cdot 0,028 + 2 \cdot 24 \cdot 0,0065}{3,14 \cdot 0,028} = 4,55$$

– коэффициент оребрения.

16. Находим коэффициент теплопередачи:

$$\begin{aligned} k &= \frac{1}{1/\bar{\alpha}_в + \delta_{ст}/\lambda_{ст} + 1/\bar{\alpha}_{м.пр}} = \\ &= \frac{1}{1/4443,27 + 0,0014/93 + 1/1030,83} = 826,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \end{aligned}$$

17. Площадь поверхности теплообмена

$$F_p = \frac{1,25 Q_m}{\Delta \bar{t}_{лог} k} = 1,25 \frac{4312891,8}{8,15 \cdot 826,3} = 800,3 \text{ м}^2,$$

где 1,25 – коэффициент, учитывающий загрязнение теплообменной поверхности.

18. Погрешность расчета

$$\varepsilon_F = \left| \frac{F - F_p}{F} \right| = \left| \frac{773 - 800,3}{773} \right| = 0,035 < 0,03 \div 0,05.$$

Так как погрешность расчета меньше допустимой, то расчет закончен. В данном примере состоялась одна итерация. Приведенные рекомендации по выбору шага h_t , значений конечной температуры масла

$t_{2м}$ позволяют уменьшить число итераций или даже свести их к одной. Следует обратить внимание, что приведенные здесь результаты получены с помощью компьютера, а весь порядок расчета представлен в удобном для машинного и ручного счета виде. При расчетах с помощью калькулятора за счет округления возникают различия в результатах вычисления, не превышающие, тем не менее, 5%.

Пример поверочного расчета маслоохладителя марки М-540. Исходные данные: марка масла – турбинное 22; объемный расход масла $G_m = 0,092 \text{ м}^3/\text{с}$; начальная температура масла $t_{1м} = 55^\circ \text{C}$; начальная температура воды $t_{1в} = 33^\circ \text{C}$; номинальная конечная температура масла $t_{2м} = 45^\circ \text{C}$; кратность охлаждения $m = 0,91$; геометрические характеристики маслоохладителя: наружный диаметр труб $d_n = 0,016 \text{ м}$; внутренний диаметр труб $d_{вн} = 0,014 \text{ м}$; схема движения теплоносителей – параллельно-смешанная; тип оребрения – проволочно-петельное; металл труб – латунь; число ходов воды $n_v = 2$; площадь проходного сечения для воды в одном ходе $f_v = 0,05 \text{ м}^2$; средняя расчетная площадь сечения для прохода масла в одном ходе $f_m = 0,307 \text{ м}^2$; площадь поверхности теплообмена $F = 540 \text{ м}^2$; геометрия оребрения: наружный диаметр оребрения $D_{ор} = 0,044 \text{ м}$; коэффициент оребрения $\varphi = 11$.

Определяем расход охлаждающей воды

$$G_v = G_m m = 0,092 \cdot 0,91 = 0,0837 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Средняя скорость течения воды

$$w_v = G_v / f_v = 0,0837 / 0,05 = 1,67 \text{ м/с}.$$

Средняя скорость течения масла

$$w_m = G_m / f_m = 0,092 / 0,307 = 0,2997 \text{ м/с}.$$

Переходим к итерационной процедуре вычисления конечного результата – площади теплообменной поверхности охлаждения и конечной температуры масла.

1. Задаемся в первом приближении значениями конечной температуры масла согласно табл. 5.12 и шага итераций h_t :

$$t_{2м} = 44^\circ \text{C}, \quad h_t = 0,5^\circ \text{C}.$$

2. Определяем значение средней температуры масла в охладителе:

$$\bar{t}_m = 0,5(t_{1м} + t_{2м}) = 0,5(55 + 44) = 49,5^\circ \text{C}.$$

3. Рассчитываем значения теплофизических характеристик масла при $\bar{t}_m$:

$$\rho_m = 890,7 - 0,626t = 890,7 - 0,626 \cdot 49,5 = 859,42 \text{ кг/м}^3;$$

$$\begin{aligned}
\lambda_m &= 0,132 - 0,912 \cdot 10^{-4} t = \\
&= 0,132 - 0,912 \cdot 10^{-4} \cdot 49,5 = 0,1274 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}; \\
c_{p_m} &= 1,786 + 0,35 \cdot 10^{-2} t = \\
&= 1,786 + 0,35 \cdot 10^{-2} \cdot 49,5 = 1,9593 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}; \\
\nu_m &= \{\exp(\exp[26,21 - 4,339 \ln(t + 273)]) - 0,6\} \cdot 10^{-6} = \\
&= \{\exp(\exp[26,21 - 4,339 \ln(49,5 + 273)]) - 0,6\} \cdot 10^{-6} = \\
&= 2,26 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}; \\
\mu_m &= \nu_m \rho_m = 2,26 \cdot 10^{-5} \cdot 859,42 = 0,195 \text{ Па} \cdot \text{с}.
\end{aligned}$$

4. Тепловая производительность маслоохладителя

$$\begin{aligned}
Q_m &= G_m \rho_m c_{p_m} (t_{1m} - t_{2m}) = 0,092 \cdot 859,42 \cdot 1959,3 \cdot (55 - 44) = \\
&= 1\,704\,089 \text{ Вт}.
\end{aligned}$$

5. Задаемся значением средней температуры охлаждающей воды в маслоохладителе, принимая ее равной начальной температуре:

$$\bar{t}_в = t_{1в} = 33^\circ \text{C}.$$

6. Рассчитываем значения теплофизических характеристик воды при $20 = t_i \leq t = \bar{t}_в < t_{i+1} = 40^\circ \text{C}$:

$$\begin{aligned}
\rho_в &= \rho_{вi} + \frac{t - t_i}{t_{i+1} - t_i} (\rho_{вi+1} - \rho_{вi}) = \\
&= 998,2 + \frac{33 - 20}{40 - 20} (992,2 - 998,2) = 994,3 \text{ кг/м}^3; \\
c_{p_в} &= c_{p_вi} + \frac{t - t_i}{t_{i+1} - t_i} (c_{p_вi+1} - c_{p_вi}) = \\
&= 4,183 + \frac{33 - 20}{40 - 20} (4,174 - 4,183) = 4,1772 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.
\end{aligned}$$

7. Определяем температуру воды на выходе из маслоохладителя:

$$\begin{aligned}
t_{2в} &= \frac{Q_m + G_в \rho_в c_{p_в} t_{1в}}{G_в \rho_в c_{p_в}} = \\
&= \frac{1\,704\,089 + 0,0837 \cdot 994,3 \cdot 4177,2 \cdot 33}{0,0837 \cdot 994,3 \cdot 4177,2} = 37,9^\circ \text{C}.
\end{aligned}$$

8. Уточняем значение средней температуры воды в маслоохладителе;

$$\bar{t}_в = 0,5(t_{1в} + t_{2в}) = 0,5(33 + 37,9) = 35,45^\circ \text{C}.$$

9. Уточняем значения теплофизических характеристик воды при температуре $\bar{t}_в$

$$c_{p_в} = 4,176 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}; \rho_в = 993,57 \text{ кг/м}^3,$$

а также находим значения $\lambda_{\text{в}}$, $\nu_{\text{в}}$ и число Прандтля для воды при $\bar{t}_{\text{в}}$:

$$\begin{aligned}\lambda_{\text{в}} &= 0,551444 + 0,2588 \cdot 10^{-2}t - 0,1278 \cdot 10^{-4}t^2 = \\ &= 0,551444 + 0,2588 \cdot 10^{-2} \cdot 35,45 - 0,1278 \cdot 10^{-4} \cdot 35,45^2 = \\ &= 0,6271 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\nu_{\text{в}} &= \{\exp(\exp[33,23 - 5,93 \ln(t + 273)]) - 0,87\} \cdot 10^{-6} = \\ &= \{\exp(\exp[33,23 - 5,93 \ln(35,45 + 273)]) - 0,87\} \cdot 10^{-6} = \\ &= 7,3 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с};\end{aligned}$$

$$\text{Pr}_{\text{в}} = \frac{\nu_{\text{в}} \rho_{\text{в}} c_{p_{\text{в}}}}{\lambda_{\text{в}}} = \frac{7,3 \cdot 10^{-7} \cdot 993,57 \cdot 4176}{0,6271} = 4,8.$$

10. Определяем средний коэффициент теплоотдачи по воде:

$$\begin{aligned}\bar{\alpha}_{\text{в}} &= \frac{\lambda_{\text{в}}}{d_{\text{вн}}} 0,021 \left(\frac{w_{\text{в}} d_{\text{вн}}}{\nu_{\text{в}}} \right)^{0,8} \text{Pr}_{\text{в}}^{0,43} = \\ &= \frac{0,6271}{0,014} 0,021 \left(\frac{1,67 \cdot 0,014}{7,3 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 4,8^{0,43} = 7476,547 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.\end{aligned}$$

11. Рассчитываем значения параметров P и R для параллельно-смешанной схемы движения теплоносителей:

$$\begin{aligned}P &= \frac{t_{2\text{в}} - t_{1\text{в}}}{t_{1\text{м}} - t_{1\text{в}}} = \frac{37,9 - 33}{55 - 33} = 0,2228; \\ R &= \frac{t_{1\text{м}} - t_{2\text{м}}}{t_{2\text{в}} - t_{1\text{в}}} = \frac{55 - 44}{37,9 - 33} = 2,2445,\end{aligned}$$

а по номограмме, приведенной на рис. 5.27, определяем, что в нашем случае поправочный коэффициент $\varepsilon_{\Delta t} = 0,8395$.

12. Средний логарифмический температурный напор

$$\begin{aligned}\Delta t_{\text{лог}} &= \frac{(t_{1\text{м}} - t_{2\text{в}}) - (t_{2\text{м}} - t_{1\text{в}})}{\ln \left(\frac{t_{1\text{м}} - t_{2\text{в}}}{t_{2\text{м}} - t_{1\text{в}}} \right)} \varepsilon_{\Delta t} = \\ &= \frac{(55 - 37,9) - (44 - 33)}{\ln \left(\frac{55 - 37,9}{44 - 33} \right)} \cdot 0,8395 = 11,61^\circ\text{C}.\end{aligned}$$

13. Рассчитываем число Прандтля для масла:

$$\text{Pr}_{\text{м}} = \frac{\nu_{\text{м}} \rho_{\text{м}} c_{p_{\text{м}}}}{\lambda_{\text{м}}} = \frac{2,26 \cdot 10^{-5} \cdot 859,42 \cdot 1959,3}{0,1274} = 229,23.$$

14. Рассчитываем средний коэффициент теплоотдачи по маслу

$$\begin{aligned}\bar{\alpha}_{\text{м}} &= 2,94 \frac{\lambda_{\text{м}}}{d_{\text{э}}} \left(\frac{w_{\text{м}} d_{\text{э}}}{\nu_{\text{м}}} \right)^{0,395} \text{Pr}_{\text{м}}^{0,3} = \\ &= 2,94 \cdot \frac{0,1274}{0,028} \left(\frac{0,2997 \cdot 0,028}{2,26 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,395} \cdot 229,23^{0,3} = 765,44 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.\end{aligned}$$

где $d_э = D_{ор} - d_н = 0,044 - 0,016 = 0,028$ м – эквивалентный диаметр.

15. Находим коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\bar{\alpha}_в} + \frac{\varphi(d_н - d_{вн})}{2\lambda_{ст}} + \frac{1}{\bar{\alpha}_м}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{11}{7476,547} + \frac{11(0,0016 - 0,014)}{2 \cdot 93} + \frac{1}{765,44}} = 345,31 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

16. Площадь поверхности теплообмена

$$F_p = \frac{1,25Q_м}{\Delta \bar{t}_{\log} k} = \frac{1,25 \cdot 1\,704\,089}{11,61 \cdot 345,31} = 531,31 \text{ м}^2,$$

где 1,25 – коэффициент, учитывающий загрязнение теплообменной поверхности.

17. Погрешность расчета

$$\varepsilon_F = \left| \frac{F - F_p}{F} \right| = \left| \frac{540 - 531,31}{540} \right| = 0,016 < 0,03 \div 0,05.$$

Так как погрешность расчета меньше допустимой, то расчет закончен. В данном примере состоялась одна итерация. Приведенные рекомендации по выбору шага итераций h_i , значений конечной температуры масла $t_{2м}$ позволяют уменьшить число итераций или даже свести их к одной. Следует обратить внимание, что приведенные здесь результаты получены с помощью компьютера, а весь порядок расчета представлен в удобном для машинного и ручного счета виде. При расчетах с помощью калькулятора за счет округления возникают различия в результатах вычисления, не превышающие, тем не менее, 5%.

ГЛАВА 6

ПОДОГРЕВАТЕЛИ МАЗУТА

6.1. Назначение, классификация и характеристики мазутоподогревателей тепловых электрических станций

В стационарных паротурбинных установках достаточно широко применяется жидкое органическое топливо, основным видом которого является нефтяной мазут. В небольших количествах в качестве жидкого топлива используются также остаточные жидкие продукты полукоксования углей и горючих сланцев, называемые соответственно угольным и сланцевым (сланцевым маслом) мазутами.

Нефтяные мазуты в зависимости от области применения подразделяют на флотский мазут, мазут – печное топливо и топочный мазут –

котельное топливо. На электростанциях и в промышленных котельных используют топочные мазуты (котельное топливо).

Нефтяные мазуты получают на нефтеперерабатывающих заводах в процессе производства других нефтепродуктов например, масел, бензина, керосина и т.п. В зависимости от технологических условий (давления, температуры), переработка нефти может быть неглубокой (часто называемой разгонкой) и глубокой (крекинг-процесс). При неглубокой переработке нефть разделяется на узкие фракции по температурам кипения без разрушения молекулярной структуры фракций. Крекинг-процесс или глубокая переработка нефти образуют новые соединения с меньшей молекулярной массой, но наряду с ними образуются сложные и тяжелые жидкие соединения (гудрон и полугудрон), а также твердые вещества.

Мазут, получаемый при неглубокой переработке нефти, называют прямогонным, при глубокой – крекинг-мазутом.

В зависимости от вязкости существует несколько марок нефтяных мазутов. В основу маркировки их положена величина так называемой условной вязкости, представляющая собой отношение времени истечения определенного объема мазута при заданной температуре ко времени истечения такого же объема дистиллированной воды при 20° С. В соответствии с [14] мазут, полученный при переработке нефти и предназначенный для электростанций, транспортных и стационарных котлов, а также технологических установок, разделяется на: флотский марок Ф5, Ф12; топочный высшего качества марок 40В, 100В и топочный марок М40, М100.

Флотские мазуты относятся к категории легких топлив, топочные мазуты марок М40В и М40 – к категории средних топлив, топочные мазуты марок М100В и М100 – к категории тяжелых топлив. Флотский мазут предназначен для судовых котлов, газовых турбин и двигателей. По составу он представляет собой в основном смесь нефтяных остатков прямой перегонки с дистиллятами, поэтому его плотность и вязкость значительно ниже, чем у других сортов мазута. Флотский мазут марки Ф5 состоит из 60–70% мазута и 30–40% газойля, получаемых при прямой перегонке сернистой нефти.

Топочный мазут состоит в основном из тяжелых крекинг-остатков или представляет собой смесь крекинг-остатков с мазутом прямой перегонки. Мазут марки М40 используется в судовых котлах, промышленных печах и котельных, реже на электростанциях. Мазут марки М100 предназначен, в основном, для электростанций. Топочные мазуты этой марки подразделяются на три сорта в зависимости от содержания серы в них: малосернистые ($S^p < 0,5\%$) сернистые ($S^p = 0,5 \div 2\%$) и высокосернистые ($S^p > 2\%$).

Важнейшей характеристикой жидких органических топлив и, в частности, мазутов является вязкость. От значения вязкости мазута зависят затраты энергии на транспортировку по трубопроводам, длительность сливных и загрузочных процедур, эффективность работы форсунок в

камерах горения топлива, скорость осаждения и отстаивания примесей.

Помимо традиционных понятий вязкости таких, как динамическая, $\text{Па} \cdot \text{с}$, и кинематическая, $\text{м}^2/\text{с}$, для мазутов часто используют условную вязкость (УВ) и время истечения в секундах определенного объема мазута через капилляр заданного размера при заданном давлении. Для высоковязких мазутов более точным является измерение динамической вязкости.

Именно высокая вязкость топочных мазутов и является той основной причиной по которой топливное (мазутное) хозяйство электростанций обязательно включает в себя подогреватели мазута. Подготовка мазута к сжиганию заключается в его подогреве с целью получения необходимой вязкости, очистки от механических примесей, обработки присадками и диспергирования влаги. Назначение подогревателей мазута в технологических схемах стационарных паротурбинных установок – подогрев мазута для обеспечения необходимого температурного режима и вязкости по всему топливному тракту, начиная от резервуаров – хранилищ мазута до форсунок топки котла.

Таким образом, система высокоэффективного и экономичного режима сжигания высоковязких мазутов состоит из следующих основных элементов: теплообменников – подогревателей мазута, оборудования рециркуляции подогретого мазута и оборудования смешения части подогретого мазута с мазутом, находящимся в расходных емкостях – резервуарах.

Остановимся более подробно на основных элементах системы – подогревателях мазута. Подогреватели мазута относятся к рекуперативным поверхностным теплообменным аппаратам. По конструктивным признакам (или по виду поверхности теплообмена) подогреватели мазута делятся на: кожухотрубные с прямыми гладкими трубами (гладкотрубные); кожухотрубные с U-образными трубами; кожухотрубные секционные; секционные "труба в трубе"; кожухотрубные с оребренными трубами.

Для обеспечения необходимой вязкости ($16 \cdot 10^{-6} \text{м}^2/\text{с}$) температура подогрева для мазута марки М40 должна составить 110°C , для мазута М100 – 125°C . При этом часто используют перегретый пар из отборов турбины с давлением до 1,6 МПа и температурой до 300°C .

Горизонтальные гладкотрубные подогреватели мазута типа ПМ используются в одноступенчатых (марки аппаратов ПМ-40-15 и ПМ-40-30) и двухступенчатых (марки аппаратов ПМ-10-60 и ПМ-10-120) схемах мазутоподготовки. Конструкция подогревателя марки ПМ-10-120 представлена на рис. 6.1.

Технические характеристики подогревателей типа ПМ приведены в табл. 6.1.

Эти мазутоподогреватели конструктивно выполнены одинаково и представляют собой теплообменники горизонтального типа. Теплообменная поверхность состоит из прямых гладких труб, диаметром $38 \times$

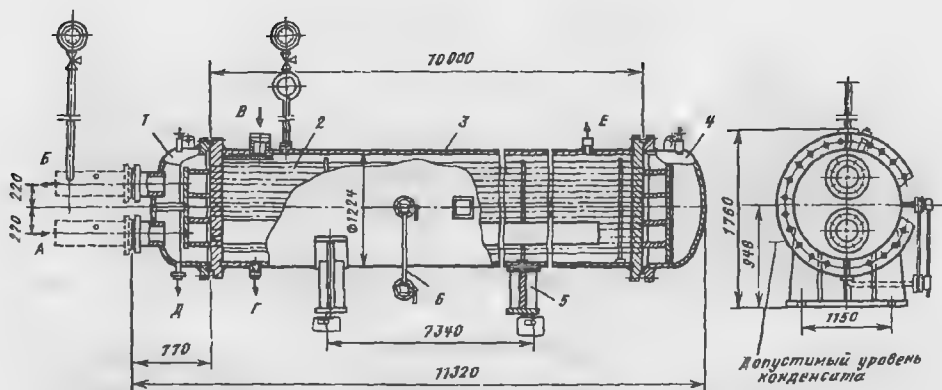


Рис. 6.1. Подогреватель мазута марки ПМ-10-120:

1 – мазутная камера; 2 – трубный пучок; 3 – корпус; 4 – мазутная камера; 5 – опора; 6 – водомерное стекло; А, В – вход и выход мазута; В – вход пара; Г – отвод конденсата; Д – дренаж мазута; Е – отсос воздуха

Таблица 6.1

Технические характеристики гладкотрубных горизонтальных подогревателей мазута типа ПМ

Характеристика	Марка аппарата			
	ПМ-40-15	ПМ-40-30	ПМ-10-60	ПМ-10-120
Расход мазута, т/ч	15	30	60	120
Давление мазута, МПа	4	4	1	1
Давление греющего пара, МПа	1	1	1	1
Температура греющего пара, °С	200	200	200	200
Температура мазута М100 на входе, °С	70	70	60	60
Температура мазута М100 на выходе, °С	95	95	115	115
Гидравлическое сопротивление при номинальной производительности, МПа	0,165	0,265	0,265	0,265
Масса аппарата, заполненного водой, кг	2730	7730	12 500	26 800
Площадь поверхности нагрева, м ²	30	100	200	400

2,5 мм. Мазут подается в трубное пространство, а греющий водяной пар – в межтрубное пространство. Обе трубные доски в аппаратах закреплены жестко. Все детали подогревателей изготовлены из углеродистой конструкционной стали. Трубы в трубных досках крепятся на вальцовке. Аппараты типа ПМ имеют 12 ходов мазута и рассчитаны на максимальный его нагрев, равный 125 °С, паром с давлением до 1,3 МПа и температурой до 250 °С.

В процессе эксплуатации данных мазутоподогревателей выявлен ряд недостатков: значительные габариты и высокая металлоемкость из-за низкой эффективности теплопередачи; затрудненность очистки внутренней поверхности труб от отложений мазута вследствие большой их длины ($L = 10$ м) и относительно небольшого внутреннего диаметра (33 мм), низкая герметичность мазутной полости аппаратов, и, как

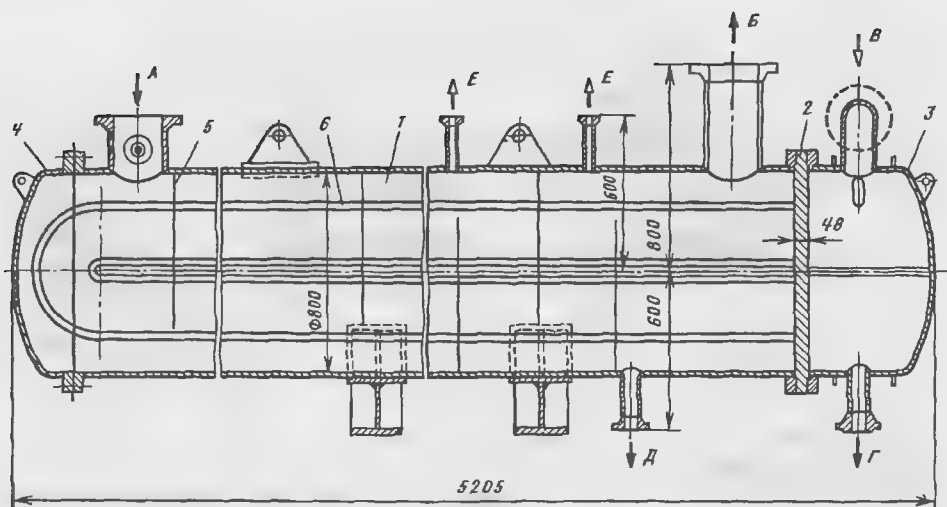


Рис. 6.2. Подогреватель мазута с U-образными трубами:

1 – корпус; 2 – трубная доска; 3 – паровая камера; 4 – мазутная камера; 5 – перегородка трубного пучка; 6 – U-образная труба поверхности нагрева; остальные обозначения те же, что на рис. 6.1

следствие, невозможность использования конденсата греющего пара без дополнительной очистки.

Подогреватели кожухотрубные с U-образными трубами считаются технологичными в производстве, менее дорогими и надежными в эксплуатации за счет свободного перемещения трубного пучка в корпусе аппарата. В подогревателях с U-образными трубами нагреваемое топливо движется в межтрубном пространстве, а греющий пар – внутри труб (рис. 6.2).

Обычно аппараты такой конструкции состоят из трех основных частей: корпуса с фланцем, трубной доски с развальцованными в ней U-образными трубами и камеры с патрубками подвода и отвода рабочей жидкости. Трубный пучок, состоящий из трубной доски с развальцованными в ней трубками, может быть вынут из корпуса аппарата для ремонта или очистки. Поперечное обтекание трубного пучка обеспечивается системой сегментных перегородок. Основными недостатками аппаратов с U-образными трубами являются трудность очистки поверхности нагрева и практическая невозможность замены поврежденных труб (исключая периферийные).

Кожухотрубные секционные подогреватели мазута (рис. 6.3) состоят из набора секций, каждая из которых представляет собой трубчатый подогреватель из 12 труб диаметром и толщиной $38 \times 4,5$ мм, длиной около 5 м. Концы труб закреплены в неподвижных трубных досках. Внутри труб движется мазут, в межтрубное пространство поступает пар с давлением 0,8 МПа. Подогреватель обычно состоит из

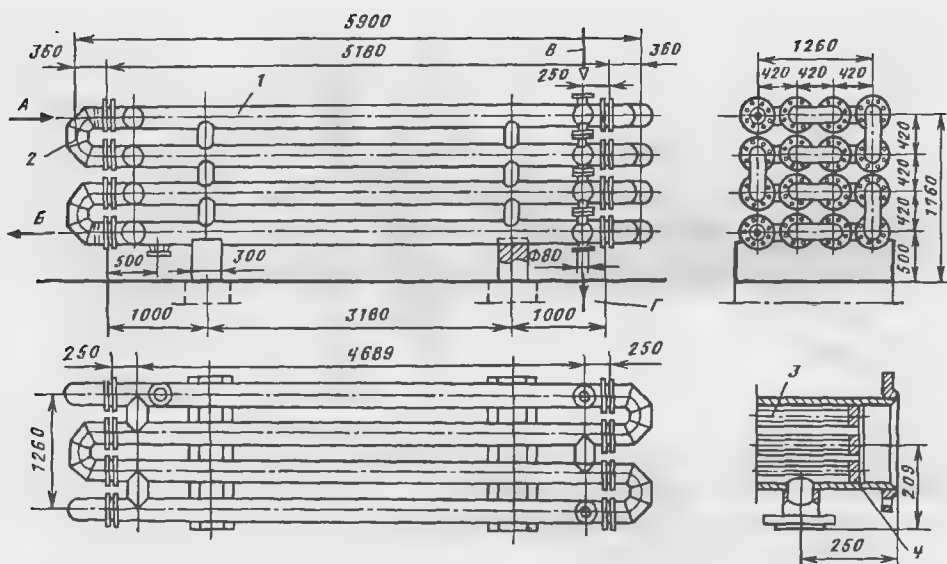


Рис. 6.3. Секционный подогреватель мазута: 1 – секция подогревателя; 2 – поворотное колено; 3 – труба поверхности нагрева; 4 – трубная доска; остальные те же, что на рис. 6.1

16 – 25 секций, соединенных последовательно по ходу мазута. Расчетная скорость составляет 1,7 м/с.

К недостаткам этих подогревателей следует отнести сложность очистки из-за большого числа разветвленных соединений и наличие отложений на поверхностях нагрева, что приводит к понижению тепловой эффективности аппаратов и росту гидравлического сопротивления.

Секционные подогреватели типа "труба в трубе" используются в основном для маломощных энергоустановок с небольшими расходами топлива. Они отличаются простотой и надежностью в эксплуатации. Путем комбинации необходимого числа параллельно соединенных секций можно компоновать подогреватели топлива в нужной последовательности для разных давлений греющего пара и допустимых потерь напора по топливу.

Секционный подогреватель типа ПТС, приведенный на рис. 6.4, используется для нагрева жидкого топлива в судовых транспортных энергетических установках. Конструктивно подогреватель типа ПТС состоит из двух секций, соединенных последовательно по ходу топлива и пара. В каждой секции имеется три основных узла: корпус, фланцевая крышка (общая для обеих секций) и нагревательная трубка, расположенная коаксиально внутри корпуса.

Трубки пучка имеют U-образную форму. Нагреваемое топливо поступает в межтрубный зазор, а греющий пар – внутрь нагревательных труб. В подогревателях принято противоточное движение сред.

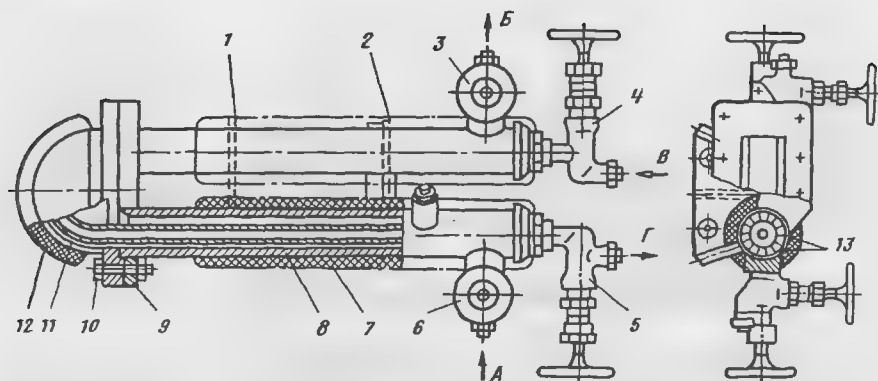


Рис. 6.4. Секционный подогреватель топлива типа ПТС:

1, 2 – подвижная и неподвижная опоры; 3, 5 – клапаны выхода соответственно топлива и конденсата; 6, 4 – клапаны входа топлива и пара; 7 – трубка нагревательная; 8 – корпус подогревателя; 9 – фланец корпуса; 10 – болт; 11 – крышка; 12 – изоляция; 13 – ребра нагревательной трубки; остальные обозначения те же, что на рис. 6.1

Достаточно большой ряд типоразмеров аппаратов типа "труба в трубе" выпускается заводами химического и нефтяного машиностроения. Разборные теплообменники типа "труба в трубе" (ТТ) изготавливаются по отраслевым нормам. Нормами охватываются много- и однопоточные подогреватели с теплообменными трубами различного диаметра (25–133) мм. В их трубных пучках могут применяться гладкие и ребристые трубы: с приварными продольными ребрами; с выдавленными продольными ребрами; с приваренными шипами; с поперечновинтовой накаткой на поверхности. В аппаратах обеспечивается компенсация температурных расширений трубной системы относительно корпуса.

Теплообменники ТТ можно разбирать с целью замены труб и очистки их наружной поверхности от загрязнений. Рабочие параметры этих аппаратов следующие: давление среды внутри труб до 6,4 МПа, снаружи их 1; 2,5 и 4 МПа; температура среды внутри труб от –40 до 500 °С.

Конструкция теплообменников ТТ представлена на рис. 6.5, а их основные размеры – в табл. 6.2. По компоновке аппараты типа ТТ двухходовые, противоточные, число параллельно включенных каналов в них составляет 3; 5; 7; 12 и 22. Они изготавливаются в двух модификациях – с приварными и съемными U-образными двойниками.

Необходимая общая поверхность теплообмена может быть получена подбором числа параллельно или последовательно соединенных секций и выбором для каждого конкретного случая оптимальных размеров каналов (длина их должна составлять 3; 4,5; 6 и 9 м). В отечественной энергетике используются подогреватели типа "труба в трубе", состоя-

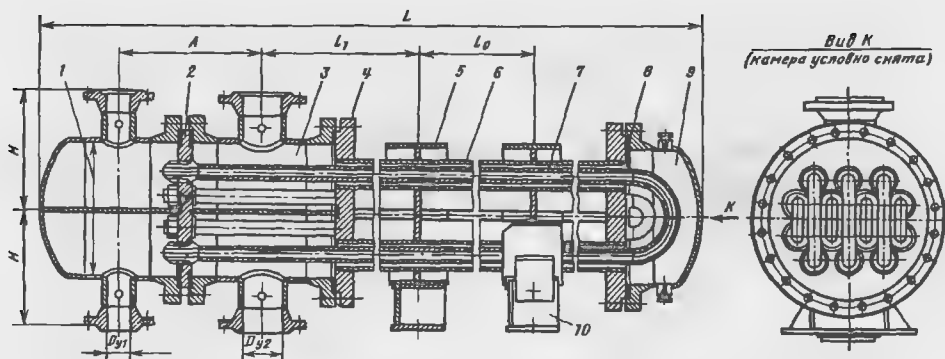


Рис. 6.5. Общий вид теплообменника типа ТТ:

1, 3 – первая и вторая распределительные камеры; 2 – решетка теплообменных труб; 4 – фланец; 5 – обечайка опорная; 6 – кожуховая труба; 7 – труба теплообменная; 8 – прокладка; 9 – задняя камера; 10 – опора

щие из 96 горизонтально расположенных нагревательных элементов. В каждом противоточном нагревательном элементе длиной 5100 мм, образованном наружной (диаметром 108×4 мм) и внутренней (диаметром 59×4 мм) трубами, мазут движется внутри малых труб. Секции по ходу мазута соединяются между собой "калачами" из труб с диаметром и толщиной стенки 59×4 мм. Подогреваемое топливо проходит через теплообменник двумя параллельными потоками. Общий расход мазута составляет 20 т/ч при средней скорости движения 1,4 м/с.

На рис. 6.6 показаны возможные компоновочные решения для теплообменников блочно-элементного типа, используемых в качестве паро-жидкостных (рис. 6.6,а), газожидкостных (рис. 6.6,б), а также жидкостно-жидкостных (рис. 6.6,в,г) подогревателей с двусторонним и односторонним обогревом элементов. Перечисленные аппараты выполняются в основном цельносварными с односторонним закреплением внутренних труб которое допускает свободное температурное расширение каждой трубы в сторону заглушенного конца и обеспечивает надежную герметизацию полости вязкой жидкости в аппарате.

Основными недостатками данной конструкции являются: большие габариты, высокая металлоемкость, большое число фланцевых соединений, неудовлетворительно организованный отвод конденсата, вследствие чего может происходить его переохлаждение, снижение температурного напора в аппарате и температуры нагрева топлива. Эксплуатация этих мазутоподогревателей показала, что при повышенной скорости топлива уменьшается выпадение карбидов и механических примесей на поверхности нагрева. Это допускает более длительную непрерывную работу подогревателя между чистками.

В кожухотрубных подогревателях с оребренными трубами типа ПМР используется схема с двусторонним обогревом рабочей сре-

Таблица 6.2

Габаритные и установочные размеры теплообменников ТТ

Марка аппарата	Давление условное, МПа	Габариты, мм		Размеры штуцера, мм				Расстояние между опорами, l_0
		Длина L	Диаметр D_{π}	Диаметр условного прохода		A	H	Размер до опоры l_1
				D_{y1}	D_{y2}			
ТТЗ-1-25	25	4080	325	80	100	430	293	500
		5580						1100
		7080						1100
ТТЗ-1-40	40	4180	325	80	100	480	293	500
		5680						1050
		7180						1050
ТТЗ-1-25	25	4140	426	100	150	440	353	500
		5640						1150
		7140						1150
ТТЗ-1-40	40	4250	426	100	150	500	353	500
		5750						1100
		7250						1400
ТТЗ-1-25	25	5680	480	100	150	450	390	3000
		7180						6000
		10180						1200
ТТЗ-1-40	40	5785	480	100	150	510	390	3000
		7285						6000
		10285						1150
ТТЗ-1-25	25	7455	624	150	200	530	495	3000
		10455						6000
ТТЗ-1-40	40	7595	632	150	200	600	495	3000
		10595						6000
ТТЗ-1-25	25	7185	828	200	250	650	627	3000
		10825						6000
ТТЗ-1-40	40	7965	844	200	250	720	627	3000
		10965						6000

ды. Топливо (рабочая среда) протекает в коаксиальных каналах нагревательных элементов, которые образуются кольцевыми трубами.

Аппараты типа ПМР предназначены для замены гладкотрубных подогревателей типа ПМ. Общий вид мазутоподогревателя типа ПМ производительностью 120 т/ч показан на рис. 6.7.

Все аппараты серии МПР (рис. 6.8) имеют горизонтальное исполнение и фланцевый разъем на корпусе, что обеспечивает выемку пучка внутренних труб для очистки и ремонта. Для интенсификации теплопередачи в кольцевом канале на поверхности внутренней трубы установлены продольные пластинчатые ребра. Эти аппараты предназначены для нагрева любых вязких жидкостей, в том числе мазута и нефтепродуктов, конденсирующимся водяным паром или горячей водой. Они

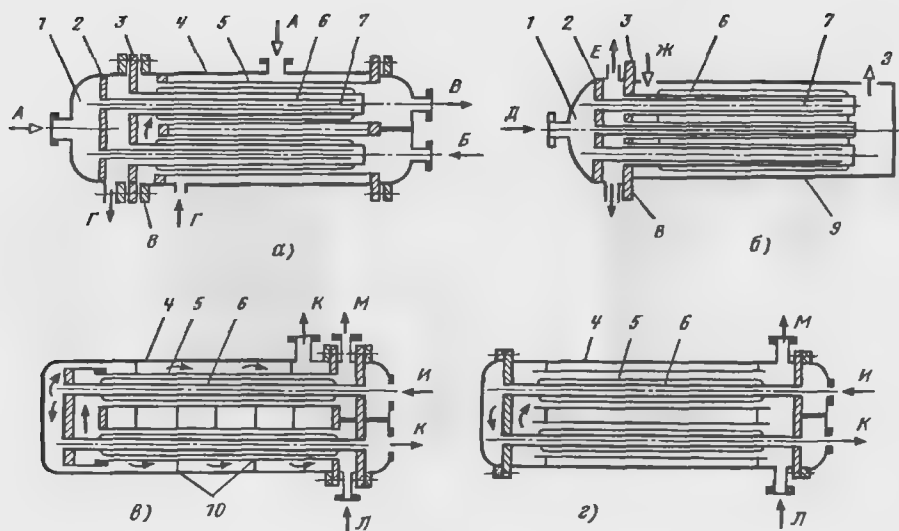


Рис. 6.6. Компоновка блочно-элементных теплообменников:

а – парожидкостной подогреватель; б – то же газожидкостной; в, г – жидкостно-жидкостные; 1 – паровая камера; 2 – промежуточная трубная доска; 3 – трубная доска; 4 – обечайка корпуса; 5 – пучок наружных труб блока корпуса; 6 – пучок внутренних оребренных труб; 7 – дополнительная внутренняя паровая труба; 8 – фланец корпуса; 9 – кожух; 10 – поперечные перегородки в теплообменнике; А – вход пара в подогреватель мазута ПМР; Б, В – вход и выход мазута; Г – выход конденсата; Д – вход воды в подогреватель сетевой воды утилизатора ГТУ; Е – выход сетевой воды; Ж, З – вход и выход газа; И, К – вход и выход охлаждающей воды в маслоохладителе МБРГ; Л, М – вход и выход масла

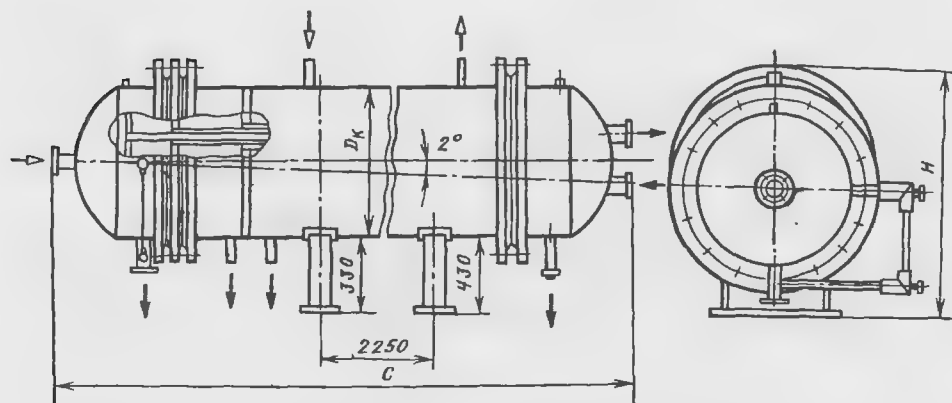


Рис. 6.7. Общий вид подогревателя мазута типа ПМ

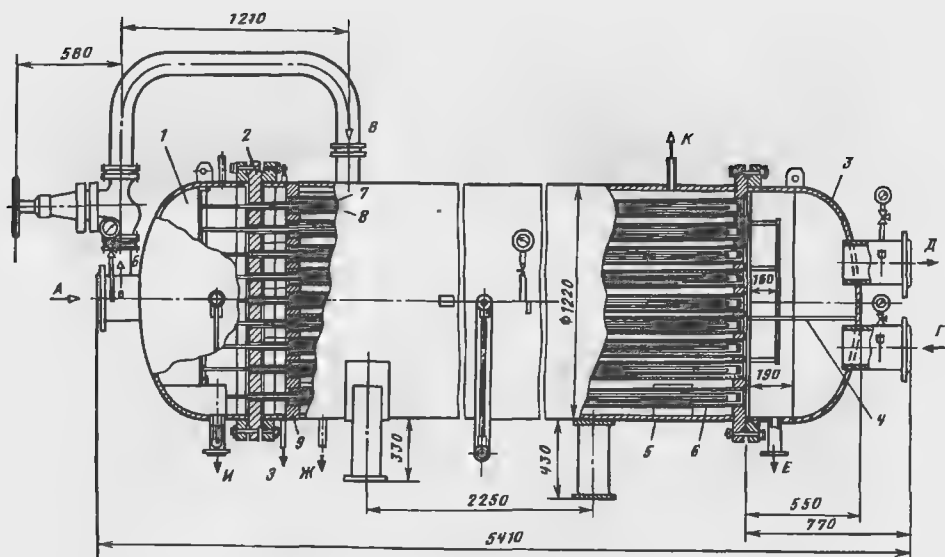


Рис. 6.8. Общий вид подогревателя марки ПМР-13-120; 1 – паровая камера, 2 – трубная доска паровой камеры; 3 – мазутная камера; 4 – перегородка мазутной камеры; 5 – блок-корпус аппарата; 6 – наружная труба нагревательных элементов; 7 – внутренняя продольно-ребренчатая труба нагревательных элементов; 8 – дополнительная паровая труба; 9 – трубная доска блока-корпуса; А – вход пара; В – отвод пара; В – выход пара; Г, Д – вход и выход мазута; Е, З – дренажи мазута; Ж, И – отвод конденсата; К – отсос воздуха

выпускаются на два рабочих давления вязкой жидкости: 1,3 и 6,4 МПа и рассчитаны на использование греющего пара с давлением до 1,6 МПа и температурой до 300 °С.

Основными узлами аппаратов ПМР являются: блок-корпус, трубный пучок из нагревательных элементов, паровая и мазутная камеры, образованные трубными досками и эллиптическими днищами. При введении пучка нагревательных элементов внутрь труб блока-корпуса образуются упомянутые кольцевые нагревательные каналы, в которых и осуществляется двусторонний подогрев мазута конденсирующимся паром.

Нагреваемая среда подается в мазутную камеру, разделенную перегородками на восемь секций соответственно числу ходов мазута в аппарате. Кольцевые каналы образуются трубами с наружным диаметром 89 и 38 мм. Толщина стенки наружной трубы равна 3,5 и 4,5 мм соответственно для давлений мазута 1,3 и 6,4 МПа. Внутренние трубы элементов имеют продольное приварное пластинчатое оребрение: 24 ребра высотой 19 мм и толщиной 0,8–1 мм. Ребра изготавливаются путем автоматизированной приварки U-образных предварительно согнутых из ленты желобов к стенке трубы электроконтактной импульсной сваркой.

Наружные трубы, закрепленные в трубных досках корпуса и обогре-

вающиеся паром, поступающим в межтрубное пространство, образуют блок-корпус. В нагревательные элементы пар подводится по дополнительным трубам, закрепленным в промежуточной трубной доске. Пространство в камере между трубными досками служит отсеком для сбора конденсата, поступающего из нагревательных элементов. Дополнительная труба на нижней образующей имеет перфорацию. Оси отверстий перфорации наклонены так, чтобы выходящий из них пар воздействовал на поток конденсата в направлении его стекания.

Оребренная труба элемента заглушена с одного торца, а вторым закреплена в трубной доске паровой камеры с помощью вальцовки и сварки. Такое закрепление труб допускает свободное их расширение в сторону заглушенных концов, т.е. температурную компенсацию, и облегчает обеспечение высокой герметичности паровой камеры.

Паровая камера и приваренные к ней оребренные трубы (блок-трубный пучок) могут быть отсоединены от корпуса без нарушения герметичности парового пространства аппарата. Такая разборка необходима для очистки наружной поверхности труб от загрязнений, внутренняя же поверхность этих труб при этом легко очищается изнутри.

В мазутной камере установлены перегородки, определяющие число ходов жидкости в аппарате. В паровой емкости имеется промежуточная трубная доска, направляющая потоки греющего пара и конденсата. Охлаждение конденсата осуществляется в нижних элементах, через которые конденсат проходит по внутренним трубам, нагревая при первом ходе поступающий в аппарат мазут. Слив конденсата производится через патрубки в нижней части парового пространства конденсатосборника паровой камеры. Для улучшения дренирования оребренных труб нагревательных элементов предусматривается наклон аппарата в сторону паровой камеры.

Подогреваемая вязкая жидкость поступает в теплообменник через входную камеру, а из нее в кольцевые каналы нагревательных элементов первого хода. Пройдя соответствующую секцию поворотной (мазутной) камеры, мазут попадает во второй ход и далее проходит последовательно через элементы остальных шести ходов аппарата. Число труб в последующих за первым ходом изменяется пропорционально уменьшению вязкости мазута при подогреве жидкости, что позволяет, не увеличивая сопротивления соответствующих участков (ходов), допустить на них более высокие скорости нагреваемой жидкости.

Повышение скорости мазута способствует сокращению отложений на поверхности труб и ребер этих участков, увеличивает коэффициенты теплопередачи.

На рис. 6.8 и в табл. 6.3 даны основные размеры и технические характеристики аппаратов типа ПМР. Из данных табл. 6.4 видны большие преимущества аппаратов ПМР по сравнению с выпускавшимися ранее аппаратами типа ПМ.

Таблица 6.3

Основные характеристики подогревателей мазута типа ПМР

Марка по ОСТ 108.030.126- 78	Произ- води- тель- ность по ма- зуту, т/ч	Рабочее давле- ние ма- зута, МПа	Температу- ра мазута, °С		Гидрав- личес- кое со- проти- вление, МПа	Число ходов мазу- та	Число нагре- ватель- ных эле- ментов	Габаритные размеры подогревателей, мм			Масса сухая, кг
			на входе	на выходе				D_k	H	C	
ПМР-64- 15	15	6,4	70	135	0,1	8	9	426	855	5105	1910
ПМР-64- 30	30	6,4	70	135	0,1	8	18	630	1200	5160	3980
ПМР-64- 60	60	6,4	70	135	0,1	8	39	820	1400	5380	6543
ПМР-13- 60	60	1,3	70	135	0,1	8	39	820	1400	4985	5210
ПМР-13- 120	120	1,3	70	135	0,1	8	76	1220	1850	5345	9670
ПМР-13- 240	240	1,3	70	135	0,1	8	157	1832	2460	5655	21 470
ПМР-13- 400	400	1,3	70	120	0,08	6	154	1832	2460	5655	21 500

Примечание: Для всех марок подогревателей рабочее давление пара 1,6 МПа, температура греющего пара 300°С.

Таблица 6.4

Сравнение характеристик подогревателей мазута типов ПМР и ПМ

Марка	Про- изво- ди- тель- ность по ма- зуту, т/ч	Давле- ние ма- зута, МПа	Темпе- ратура мазута М 100 на вы- ходе, °С	Характеристики поверхности нагрева				Масса сухая, кг
				Диаметр и толщи- на стенки применя- емых труб, мм	Число ходов мазу- та	Число элемен- тов труб	Длина элемен- тов труб, мм	
ПМР-64-15	15	6,4	135	89 × 4, 5; 38 × 2, 5	8	9	3700	1910
ПМ-40-15	15	4	95	25 × 2, 5	12	48	6000	1970
ПМР-64-30	30	6,4	135	89 × 4, 5; 38 × 2, 5	8	18	3700	3980
ПМ-40-30	30	4	95	38 × 2, 5	12	96	10000	4870
ПМР-13-60	60	1,3	135	89 × 4, 5; 38 × 2, 5	8	39	3700	5210
ПМ-10-60	60	1	115	38 × 2, 5	12	192	10000	78300
ПМР-13-120	120	1,3	135	89 × 4, 5; 38 × 2, 5	8	76	3700	9670
ПМ-10-120	120	1	115	38 × 2, 5	12	388	10000	15632

6.2. Схемы включения подогревателей мазута в системы подготовки жидкого топлива на тепловых электрических станциях

На электростанциях и в котельных мазутные хозяйства различаются по способам доставки, использования и подвода топлива к форсункам. В зависимости от способа использования мазута на электростанциях различают четыре типа мазутных хозяйств: основное, резервное, аварийное и растопочное.

1. *Основное* мазутное хозяйство сооружается на тепловых станциях, где мазут является основным видом топлива, а газ сжигается как буферное топливо в периоды его избытков.

2. *Резервное* мазутное хозяйство создается на тепловых станциях, где основным топливом является газ, а мазут сжигается в периоды отсутствия газа (как правило, в зимние месяцы).

3. *Аварийное* мазутное хозяйство предусматривается на таких станциях, на которых основным и единственным видом топлива является газ, а мазут используется только при аварийном прекращении его подачи.

4. *Растопочное* мазутное хозяйство имеется на всех электростанциях, использующих твердое топливо при камерном способе сжигания. Мазут служит для растопки и подсвечивания факела в топках котлов. В случае установки на таких электростанциях газо-мазутных пиковых водогрейных котлов их мазутное хозяйство объединяется с растопочным.

На тепловых электростанциях применяются три схемы подвода жидкого топлива к форсункам: тупиковая, циркуляционная и комбинированная (тупиково-циркуляционная).

Тупиковая схема применяется, как правило, в небольших котельных, работающих на маловязких мазутах марок М20 и М40 в качестве аварийного или растопочного топлива, а также в котельных, потребляющих жидкое топливо как основное, резервное или аварийное. Подогрев топлива до температуры 85–90 °С по такой схеме осуществляется в расходном баке. Высота от пола котельной до низшего уровня мазута в баке должна быть не менее 4 м. Это необходимо для того, чтобы давление мазута перед форсункой было не менее 0,02 МПа.

Тупиковая схема недостаточно надежна в эксплуатации и имеет ряд недостатков, основными из которых являются: колебания давления подачи мазута из-за частого изменения расхода; малые скорости топлива в магистрали при неполной загрузке оборудования; затруднения подачи топлива из магистрали в форсунки после ремонта или длительной остановки котлов; неблагоприятные условия работы крайних форсунок (тупиковых). К преимуществу можно отнести то, что при тупиковой схеме учет расхода топлива более прост, чем при циркулярной, так как он ведется по одному мазутомеру перед котлами.

Тупиковая схема топливоподачи используется редко и при этом следует учесть и свести к минимуму указанные выше недостатки, а именно: все мазутопроводы должны подогреваться с помощью паропроводов, заключенных в кожух с общей изоляцией; в самой нижней точке мазутопровода устраивается отвод с клапаном для спуска загрязненного топлива; мазутопровод должен иметь устройство для продувки паром.

В настоящее время наиболее удобной в эксплуатации и широко применяемой является *циркуляционная схема*, которая применяется при сжигании высоковязких мазутов, а также при работе котельной постоянно на мазуте и кратковременно на газе. При этой схеме обязательно наличие линии рециркуляции мазута из котельной в основную емкость и на всас насосов. Мазутопровод для рециркуляции имеет меньший диаметр, чем прямой мазутопровод из мазутонасосной в котельную. На рециркуляцию подается примерно 15% общего количества мазута, поступающего в котельную. Давление в мазутопроводе регулируется сливным клапаном. Паропровод, идущий на подогреватели, изолируется вместе с мазутопроводами прямой и обратной (циркуляционной) линий. Для полного учета расхода мазута устанавливаются мазутомеры как на прямой линии, так и на обратной.

Основной недостаток этой схемы – неизбежность слива обработанного и подогретого мазута в емкости при останове котлов, что может вызвать перегрев топлива на всасе насоса. К преимуществам циркуляционной схемы следует отнести: наличие линии рециркуляции, что позволяет поддерживать мазут в резервуарах в "горячем" состоянии, и, в свою очередь, предотвратить расслоение мазута и влаготстоя; при продолжительном хранении мазута в резервуарах без его расходования предусматриваются местные секционные паровые подогреватели, наличие которых позволяет оставлять мазут в холоде, при этом температура мазута не должна опускаться ниже температуры застывания; предотвращается застывание топлива в трубопроводах.

Комбинированная (тупиково-циркуляционная) схема применяется обычно при работе на переменных нагрузках и частых переходах с газа на мазут, также при работе на маловязких топливах со стабильными нагрузками. Эта схема наиболее приемлема для котлов, работающих на высоковязких мазутах.

Мазут на станцию поступает в железнодорожных цистернах. Для слива требуется предварительный разогрев его до температуры 60–70 °С. При открытой разгрузке разогрев мазута осуществляется обычно "открытым" паром с давлением 0,8–1,3 МПа и температурой 200–250 °С. Слив мазута осуществляется через нижний сливной прибор самотеком в межрельсовый сливной желоб (лоток). Сливные лотки делаются с уклоном в 1–2%, что позволяет мазуту самотеком сливаться в приемную емкость, которая снабжена трубчатыми паровыми подогревателями для поддержания необходимой температуры мазута (обычно не ниже 70 °С). Далее мазут предварительно очищается в фильтрах

грубой очистки. После фильтров он подается в основную емкость (резервуар), где может храниться как в "горячем", так и в "холодном" состояниях в зависимости от работы котлов. После резервуара мазут перекачивается в расходную емкость, пройдя при этом дополнительную очистку в фильтрах грубой очистки. В расходной емкости также поддерживается нужная температура мазута паровыми подогревателями. Затем, пройдя третью ступень фильтров грубой очистки, он подается на внешние мазутные подогреватели. Перед подачей к котлам мазут проходит последнюю ступень очистки – фильтры тонкой очистки.

Комбинированная схема может представлять собой тупиковую, если закрыть клапаны на линии рециркуляции от котлов к основной емкости. Учет топлива производится как на прямой, так и на обратной линиях. Регулирование подачи мазута производится с помощью регулирующего клапана с импульсом по нагрузке котлов или давлению в них. Для защиты поверхностей нагрева котлов от коррозионных процессов предусмотрена установка для ввода жидких присадок. Преимущества комбинированной схемы включают в себя преимущества как тупиковой, так и циркуляционной схем.

В настоящее время циркуляционная схема подразделяется на три типа:

а) *одноступенчатая (раздельная) схема*. Это схема с разделением контуров подачи мазута, циркуляционного разогрева и перемешивания его в резервуарах. Отличием схемы является отсутствие насосов первого подъема. Мазут обычно доставляется железнодорожным путем. Для его приема установлена двухпутная эстакада. Далее разогретый свежим паром мазут сливается в сливной желоб, откуда самотеком попадает в приемные емкости. В них поддерживается определенная температура, а также туда сливается мазут рециркуляции из котельной. В резервуарах происходит подогрев и хранение мазута в подогретом состоянии. Хранить мазут в резервуарах в "горячем" состоянии удастся при использовании циркуляционного контура, который представляет собой: резервуар – фильтры грубой очистки – насосы циркуляционные – коллектор холодной циркуляции (КХЦ) – подогреватели циркуляционного контура – коллектор горячей циркуляции (КГЦ) – резервуар. Второй контур предназначен для подготовки мазута непосредственно к сжиганию в горелках, который, в свою очередь, можно представить в виде схемы: фильтры грубой очистки – основные насосы – подогреватели мазута – фильтры тонкой очистки – мазутопроводы к котлам. Преимуществами такой схемы являются: простота обслуживания; высокая надежность;

б) *двухступенчатая (раздельная) схема*. Это схема также с разделением контуров подачи мазута, циркуляционного разогрева и перемешивания его в резервуарах. После разогрева свежим паром в цистернах и слива его в сливные желоба мазут самотеком сливается в приемные емкости. Далее он из приемных емкостей откачивается вертикальными

погружными насосами. Мазут хранится в резервуарах, оборудованных циркуляционным подогревом. Циркуляционное перемешивание и разогрев его в резервуарах производится горячим мазутом, подаваемым насосами от подогревателей. Циркуляционный контур можно представить в виде: резервуар – фильтры грубой очистки – насосы циркуляционные – коллектор холодной циркуляции (КХЦ) – подогреватели циркуляционного контура – коллектор горячей циркуляции (КГЦ) – резервуар. Отличие второго контура, предназначенного для подготовки топлива к сжиганию, от контура одноступенчатой схемы заключается в использовании насосов второго подъема. Излишки мазута из котельной по линии рециркуляции подаются частично в циркуляционный контур и контур подачи топлива к сжиганию. Преимуществами схемы являются: низконапорные насосы первого подъема обеспечивают циркуляционный подогрев в резервуарах и подачу мазута к высоконапорным насосам второго подъема; подогреватели мазута и фильтры находятся под давлением, создаваемым насосами первого подъема, что существенно упрощает их конструкцию; сокращается суммарный расход электроэнергии на привод насосов, так как насосы второго подъема работают на маловязком мазуте;

в) *двухступенчатая (совмещенная) схема*. Это схема с совмещением контуров подачи мазута в котельную, циркуляционного разогрева и перемешивания его в резервуарах. В этой схеме насосами первого подъема (первая ступень) осуществляется подача мазута к насосам второго подъема (вторая ступень) на циркуляционный разогрев и перемешивание в резервуарах. Предварительно подогретый мазут из цистерн сливается в сливной межрельсовый желоб. Затем он самотеком попадает в приемные емкости, откуда с помощью перекачивающих насосов подается в резервуары. Каждый резервуар оборудуется устройствами для приема, подогрева и выдачи мазута. Каждая группа резервуаров имеет следующие общие магистрали: напорную циркуляционную от насосов первого подъема и подогревателей; всасывающую мазутную, по которой мазут поступает к мазутонасосной; рециркуляции мазута. Рециркуляция мазута необходима для предотвращения его расслоения и для циркуляционного подогрева его в резервуарах. Мазут, поступающий на сжигание в котельную, прокачивается насосами первого подъема в подогреватели. Далее, очистившись в фильтрах тонкой очистки, он насосами второго подъема подается в котельную, откуда по линии рециркуляции попадает в напорные циркуляционные мазутопроводы. Преимуществами по сравнению с одноступенчатой схемой являются: подогреватели мазута и фильтры, установленные между насосами первого и второго подъемов, находятся под давлением низконапорных насосов первого подъема, что упрощает их конструкцию и эксплуатацию; существенно сокращается также суммарный расход электроэнергии на привод насосов, так как насосы второго подъема работают на мазуте с пониженной вязкостью. Схема имеет следующие недостатки: из-за повышенного да-

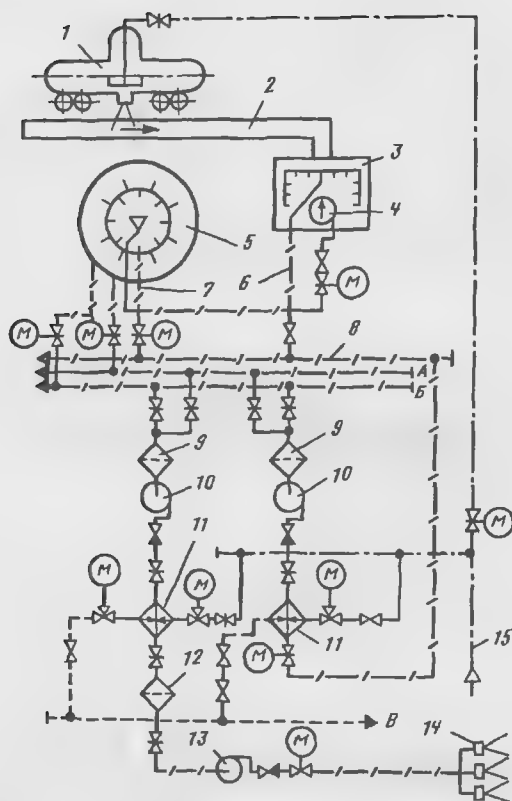


Рис. 6.9. Принципиальная схема мазутного хозяйства ГРЭС и ТЭЦ

вления мазута перед форсунками она сложнее и менее надежна, чем одноступенчатая; возможно обводнение мазута в подогревателях, так как в зависимости от температуры мазута давление пара может оказаться выше давления мазута.

В перечисленных схемах подогрев мазута, поступающего в КТЦ, на циркуляционный разогрев и перемешивание в резервуарах, производится в выносных подогревателях. Основное различие приведенных схем заключается в качестве устанавливаемого оборудования, в их типах и марках.

На рис. 6.9 представлена типовая для ГРЭС и ТЭЦ схема подачи жидкого топлива, доставляемого по железной дороге цистернами. Из поступающих на разгрузочную железнодорожную эстакаду цистерн 1 жидкое топливо (мазут) самотеком по каналу (трубопроводу) 2 попадает в приемный резервуар 3, откуда перекачивается погруженными насосами 4 в наземные (или подземные) расходные резервуары 5.

В резервуары 3 и 5 по линиям 6 и 7 из трубопровода 8 поступает часть подогретого мазута, что необходимо для прогрева топлива, нахо-

дящегося в этих баках. Температура мазута в них при циркуляционном подогреве поддерживается на уровне 70–90 °С.

Подача мазута к парогенераторам выполнена по двухступенчатой схеме. Из коллекторов *A* и *B* через механические фильтры *9* мазут поступает к низконапорным насосам первой ступени *10*, за которыми расположены подогреватели *11* и *12*. После одного из подогревателей *11* поток мазута отводится в трубопровод рециркуляции *8*. Затем через второй фильтр тонкой очистки горячий мазут поступает к высоконапорным насосам второго подъема *13* и далее – к горелочным устройствам котлов *14*.

При такой схеме подогреватели мазута и фильтры тонкой очистки находятся под давлением, создаваемым насосами первого подъема, что позволяет снизить массу этих аппаратов и сократить расход электроэнергии на привод насосов *13*, которые перекачивают подогретый мазут с меньшей вязкостью чем насосы *10*.

Насосы первой ступени развивают максимальное давление 1,3 МПа. подача рабочих насосов первой и второй ступеней принимается раной 110% номинального расхода топлива на все котлы с учетом поступления мазута на рециркуляцию. После насосов второй ступени *13* давление мазута составляет 6,4 МПа. Для подогрева его используется пар с максимальными параметрами $P = 1,6$ МПа, $t = 250$ °С. Он вводится в схему по линии *15*. Кроме подвода пара к подогревателям мазута *11* предусматривается также подвод его к цистерне *1*, что необходимо для обеспечения слива мазута в холодное время года. Конденсат греющего пара после мазутоподогревателей отводится по линии *B*. Загрязненные нефтепродуктами (в среднем около 100 мг/л примесей) воды должны проходить очистку, нейтрализацию и обезвреживание в специальных комплексах. Серийно выпускаемые подогреватели мазута типа ПМ, как показывает опыт их эксплуатации, стабильной герметичностью не обладают.

При герметичных подогревателях мазута типа ПМР и отсутствии загрязнения нефтепродуктами конденсат может вводиться непосредственно в тракт питательной воды энергоустановки. В противном случае он предварительно должен пройти через систему специальной химической очистки.

На рис. 6.10 показана типовая схема отбора конденсата от оборудования мазутоподготовки. Она предусматривает установку расширителя *1*, не менее двух баков для сбора конденсата *2*, насосную группу *3* для подачи конденсата через систему конденсатоочистки в баки станции. Создание герметичных подогревателей мазута позволяет существенно упростить эту схему и подавать конденсат греющего пара непосредственно в систему питательной воды электростанции. Подогреватели мазута обычно устанавливаются на открытой площадке возле здания топливно-транспортного цеха.

В унифицированных типовых проектах мазутного хозяйства ТЭЦ и

Рис. 6.10. Схема отбора конденсата греющего пара в системе мазутохозяйства

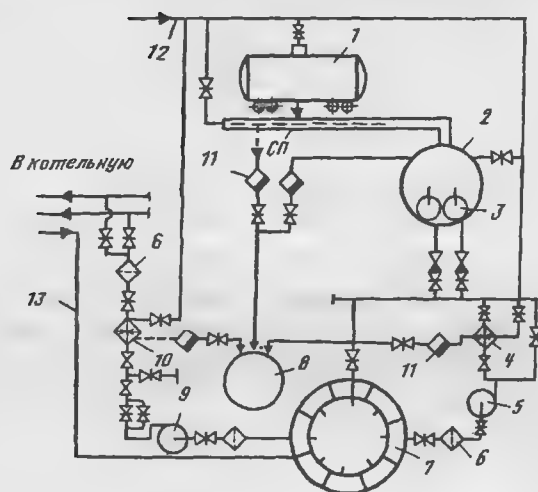
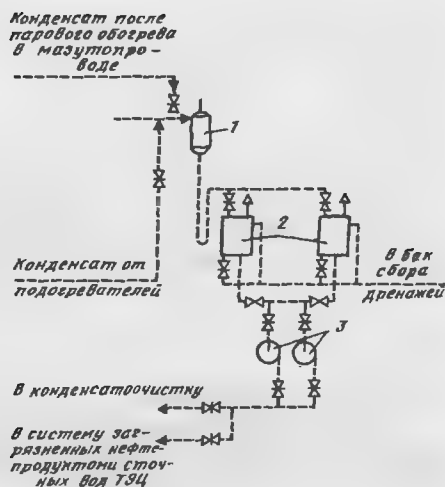
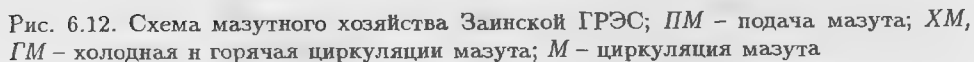


Рис. 6.11. Схема мазутного хозяйства ТЭЦ и промышленно-отопительных котельных

промышленно-отопительных котельных принята более простая схема с одной ступенью насосов (рис. 6.11).

Мазут из цистерн 1 сливается в промежуточную емкость, из которой затем погружными насосами перекачивается в наземный резервуар 7. Из последнего часть мазута подается насосом 5 в подогреватель рециркуляции 4 и обратно в резервуар 7, откуда мазут насосом 9 через подогреватель 10 подается в мазутопроводы котельной, к которым непосредственно присоединены горелки или форсунки котлов. В необходимых местах схемой предусмотрена установка механических фильтров 6.

Для подогрева мазута в цистерне 1, емкости 2, подогревателях 4 и



10 используется пар, поступающий из котельной по трубопроводу 12. Конденсат греющего пара из этих емкостей и аппаратов через конденсатоотводчики 11 попадает в конденсатный бак 8, из которого затем отводится в мазутоловушки или в систему очистки. Обогрев мазутопроводов в необходимых местах осуществляется с помощью паровых труб – спутников (участок СП), прокладываемых и изолируемых совместно с ними. В схеме также предусматривается возможность рециркуляционного подогрева мазута в резервуаре 7 горячим мазутом по возвратному трубопроводу 13.

На рис. 6.12 представлена схема мазутного хозяйства Заинской ГРЭС. Мазут на Заинской ГРЭС используется в качестве резервного топлива. Схема подачи его в котло-турбинный цех (КТЦ) является циркуляционной двухступенчатой совмещенной.

Для приема цистерн установлена двухпутная эстакада. Слив предварительно подогретого мазута из цистерн осуществляется самотеком по межрельсовые сливные желоба (лотки) 1, представляющие из себя железобетонный короб, расположенный под эстакадой по всей ее длине. Благодаря уклону сливных желобов (1–2%) мазут самотеком поступает через гидрозатвор 3 в приемные резервуары 5. На дне лотка и канала проложены паровые трубы, предназначенные для поддержания необходимой температуры мазута. Перед каждым приемным устройством

установлена фильтросетка 2. В каждом приемном резервуаре находится по два погружных насоса (ПН) 4 для перекачки мазута в основные резервуары 6.

Основные резервуары 6 выполнены в виде наземной конструкции. Каждый из них оборудован устройствами для приема, подогрева и выдачи мазута. Каждая группа резервуаров имеет следующие общие магистральи: по одному всасывающему мазутопроводу к топливным насосам, всасывающий мазутопровод насосов рециркуляции, мазутопровод очистки резервуаров от остатков мазута при отключении для ремонта. Схема внутренней рециркуляции совмещенная: мазут из основных резервуаров по общему мазутопроводу, пройдя фильтры грубой очистки 7 (всего восемь штук), поступает к низконапорным мазутным насосам (НН) 8 (четыре штуки). За ними расположены мазутоподогреватели (ПМ) 9 типа ПМ-13-120 производительностью 120 т/ч (восемь штук). Затем только после одного из мазутоподогревателей поток подогреваемого мазута отводится в линию рециркуляции. Рециркуляция предусмотрена для предотвращения расслоения мазута и влагоотстоя.

Оборудование мазутонасосной предназначено для надежной бесперебойной подачи к котлам станции мазута в необходимом количестве с необходимыми рабочими параметрами. После отвода мазута на рециркуляцию, достаточного чтобы поддерживать его в подогретом состоянии в основных резервуарах, его подают в КТЦ с помощью высоконапорных мазутных насосов (ВН) 11. Перед подачей мазута на сжигание необходима его дополнительная очистка фильтрами тонкой очистки 10, которая предназначена для защиты форсунок котлов от загрязнения.

В схеме подготовки предусмотрена холодная циркуляция мазута без подогрева. Напор необходимый для прокачки мазута на линии холодной рециркуляции создается мазутными насосами 8. Эта линия нужна для его дополнительной очистки в основных резервуарах фильтрами 7 и слива в резервуары при изменении нагрузки станции.

При двухступенчатой схеме подогреватели мазута 9 и фильтры тонкой очистки 10 находятся под давлением, создаваемым насосами первого подъема 8, что позволяет снизить массу этих аппаратов и сократить расход электроэнергии на привод насосов 11, которые перекачивают подогретый мазут с меньшей вязкостью, чем насосы 8.

Все мазутопроводы, прокладываемые на открытом воздухе и в холодных помещениях, имеют паровые обогревающие спутники в общей с ними изоляции. Пар на паровые спутники подается из общего коллектора, подогрев мазута в мазутопроводах необходим в холодное время года.

Схема мазутного хозяйства Казанской ТЭЦ-1 (рис. 6.13) является одноступенчатой циркуляционной. Мазут на станции используется в качестве резервного топлива. Доставка его производится железнодорожным транспортом. Для приема цистерн установлена двухпутная эстакада, рассчитанная на одновременный слив 32-х цистерн. Перед сли-

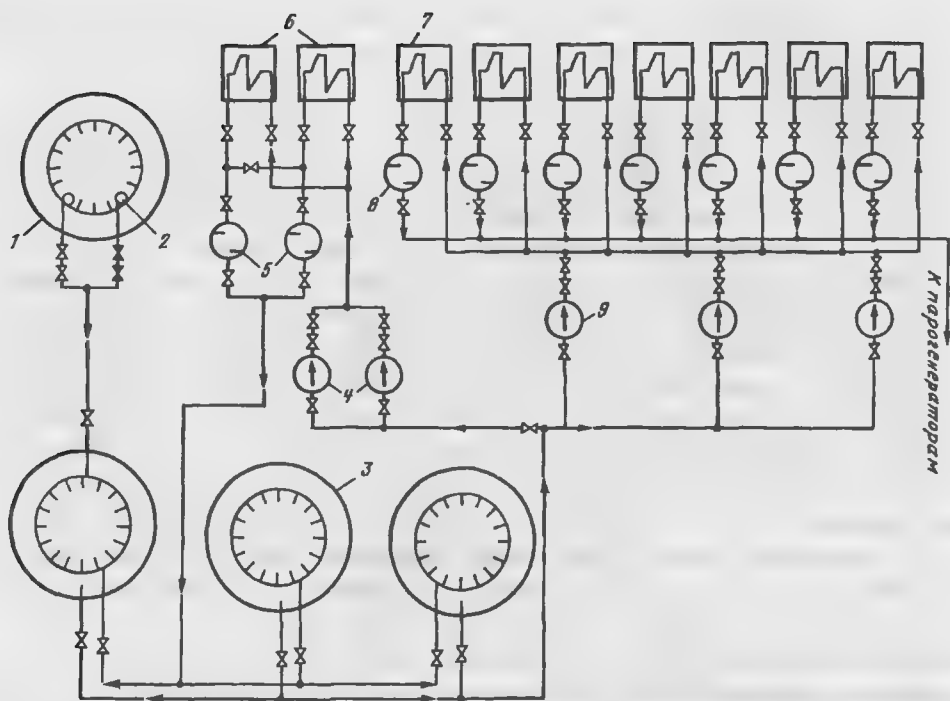


Рис. 6.13. Схема мазутного хозяйства Казанской ТЭЦ-1

вом осуществляется предварительный нагрев мазута в цистернах путем подачи свежего пара из общестанционного коллектора. Слив мазута из цистерн осуществляется самотеком в межрельсовый сливной желоб (лоток), представляющий собой железобетонный короб, расположенный под эстакадой по всей ее длине. Сливные желоба имеют уклоны в 1–2%, по ним мазут самотеком поступает в приемные резервуары вместимостью 400 м^3 . На дне лотка и канала проложены паровые трубы диаметром 50 мм, предназначенные для поддержания температуры мазута не ниже 70° С . Перед каждым приемным устройством установлена фильтросетка. В каждом приемном резервуаре размещено по два погружных насоса 2 марки ПНА – 12×6 с подачей $150\text{ м}^3/\text{ч}$ для перекачки мазута в основные резервуары 3. Основные резервуары вместимостью по $10\,000\text{ м}^3$ каждый выполнены в виде наземной конструкции с обсыпкой. Каждый из них оборудован устройствами для приема, подогрева и выдачи мазута, а каждая группа резервуаров имеет общие магистрали: по одному всасывающему мазутопроводу к топливным насосам, всасывающий мазутопровод насосов рециркуляции, а также мазутопровод очистки резервуаров от остатков мазута при отключении для ремонта. Рециркуляция предусмотрена для предотвращения расслоения мазута и влаготстоя. Схема внутренней рециркуляции закрытая: основной резервуар

3 – насос рециркуляции 4 типа 10НД – 6×1 с подачей $400 \text{ м}^3/\text{ч}$ – подогреватель мазута 6 типа ПМ-10-120 производительностью 120 т/ч – фильтр грубой очистки 5 типа ФМ-10-240 (пять отверстий на 1 см^2) – основной резервуар 3.

Мазут в котлотурбинный цех подается мазутными насосами 9 типа 5НС – $6 \times 8\text{а}$ с подачей $140 \text{ м}^3/\text{ч}$ по двум главным мазутопроводам, каждый из которых обеспечивает пропуск 75% расчетного расхода мазута в системе. Перед подачей в КТЦ осуществляется его подогрев в мазутоподогревателях 7 типа ПМ-40-30 производительностью 30 т/ч , которые установлены вне здания насосной. После мазутоподогревателей размещены фильтры тонкой очистки 8 типа ФМ-40-30, предназначенные для защиты форсунок котлов от загрязнения.

Для удаления механических примесей и недоброкачественного мазута в системе мазутного хозяйства предусматривается дренажный приямок. Для разогрева мазута в подогревателях, в приемных и основных резервуарах, в сливных каналах и в цистернах используется пар с параметрами: $t = 200 \div 250 \text{ }^\circ\text{C}$, $P = 0,8 \div 1,6 \text{ МПа}$. Конденсат пара поступает в конденсатный колодец, затем подвергается очистке от мазута и используется в цикле станции. Мазутопровод, подводящий мазут к форсункам, делает кольцо вокруг топочной камеры и соединяется с рециркуляционным мазутопроводом. Это делается для предотвращения застывания мазута в мазутопроводе и образования пробок. Все мазутопроводы, проложенные на открытых площадках и в холодных помещениях, имеют паровые обогревающие спутники в общей изоляции. Пар, поступающий на спутники, подается в зимний период года.

Рассмотрим еще одну конкретную схему мазутного хозяйства Казанской ТЭЦ-2 (рис. 6.14). Мазут на станции применяется, в основном, как растопочное топливо при пуске парогенераторов. Схема подачи мазута является циркуляционной одноступенчатой. Доставка его осуществляется железнодорожными цистернами. Для слива предназначена приемно-сливная эстакада, оборудованная паровыми стояками для разогрева мазута открытым свежим паром. Из цистерн мазут сливается самотеком в межрельсовый приемно-сливной лоток 1, который представляет собой железобетонный короб. Приемно-сливной лоток соединен каналом с подземным резервуаром 3 вместимостью 250 м^3 . На дне лотка и канала проложены паровые трубы с диаметром $57 \times 3,5 \text{ мм}$, используемые для разогрева мазута. В сливном лотке 1 установлены фильтры-сетки с ячейками $20 \times 20 \text{ мм}$ для улавливания крупных посторонних предметов (щепы, ветоши, камней и др.). Перед приемным резервуаром установлен гидрозатвор 2, предназначенный для предотвращения распространения пламени при загорании мазута в лотке.

В приемном резервуаре установлены два насоса 15 типа 12НА – 22×6 с подачей $150 \text{ м}^3/\text{ч}$, перекачивающие мазут из приемного резервуара в резервуары хранения 4 вместимостью 3000 м^3 каждый. Мазут из хранилища подается тремя мазутными насосами 8 типа 5Н – 5×4 с подачей

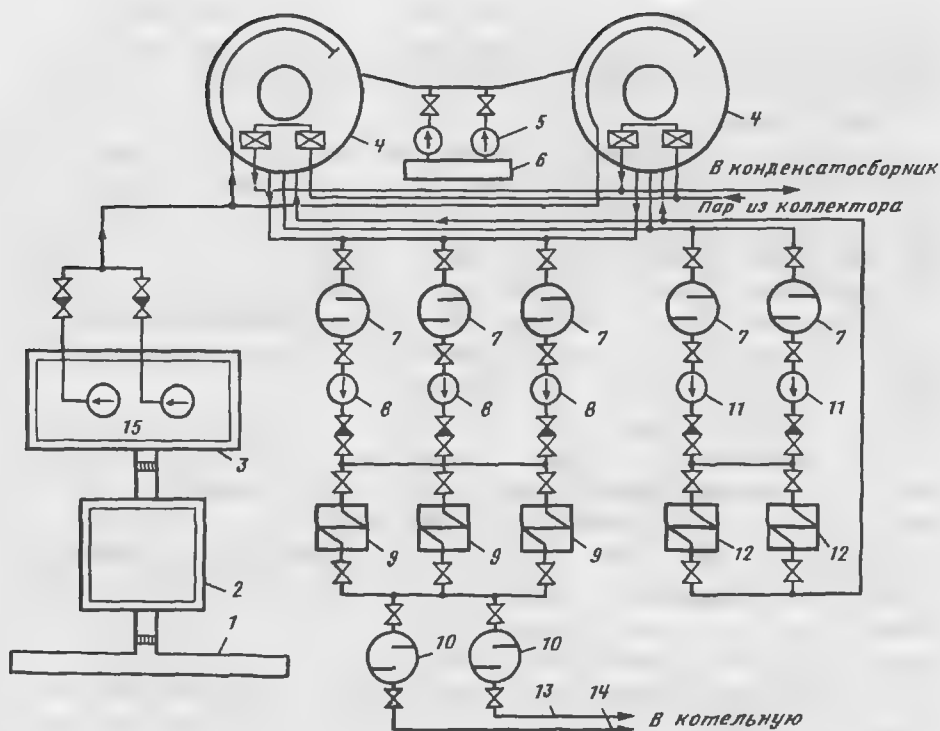


Рис. 6.14. Схема мазутного хозяйства Казанской ТЭЦ-2

90 м³/ч в подогреватели мазута 9 типа ПМ-40-30 производительностью 30 м³/ч. Для обеспечения нормальной работы насосов, горелок, подогревателей и контрольно-измерительных приборов необходима очистка мазута от механических примесей. Для этой цели перед насосами на всасывающей линии установлены фильтры грубой очистки 7. После мазутоподогревателей на нагнетательной линии насоса мазут проходит очистку в фильтрах тонкой очистки 10 типа ФМ-25-30-40.

Для поддержания температуры в мазутных резервуарах не ниже 40 °С, очистки его от взвешенных частиц и выпаривания влаги используется система рециркуляции мазута. В рециркуляционном контуре применяются два насоса рециркуляции 11 типа 5НК – 5 × 1, а также два подогревателя рециркуляции 12 типа ПМ-10-60 производительностью 60 м³/ч. Перед насосами рециркуляции установлен фильтр грубой очистки 7 диаметром 320 мм и производительностью 90 м³/ч.

Для удаления механических примесей и недоброкачественного мазута в системе мазутного хозяйства предусматривается дренажный приямок 6. Для откачки мазута из дренажного приямка в резервуары хранения 4 установлены два дренажных насоса 5 типа Ш-40-6-18/4-2.

В качестве греющего теплоносителя в мазутном хозяйстве исполь-

зуется свежий пар, подаваемый по паропроводу диаметром 133×4 мм с давлением 1,3 МПа и температурой 250°C . Паропровод врезан в паровой коллектор, из которого пар направляется на сливную эстакаду, подогреватели мазута, мазутные резервуары, спутники мазутопроводов, на пропарку мазутопроводов, насосов, подогревателей мазута и калориферов. Конденсат собирается в два конденсатных бака вместимостью 40 м^3 . Чтобы предотвратить пролет пара, установлены конденсатоотводчики. Для откачки конденсата из конденсатных баков в химводоочистку используются два конденсатных насоса марки ЗК-6 с подачей $60 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Мазут после основных подогревателей подается по двум главным мазутопроводам 13 и 14 с диаметром и толщиной стенки 108×4 мм в пиковые котлы. Мазутопроводы имеют заземления для отвода статического электричества, образующегося при движении мазута в трубопроводах. Из мазутопровода рециркуляции диаметром $89 \times 3,5$ мм мазут поступает в резервуары хранения. Все мазутопроводы имеют паровые спутники, которые должны быть прикреплены к ним и совместно заизолированы. Пар на спутники подается только с наступлением охлаждения.

6.3. Тепловой расчет подогревателей мазута

Для подогревателей мазута также выполняются расчеты как конструкторские, так и поверочные.

Целью конструкторского расчета является нахождение по номинальным параметрам системы топливоснабжения площади нагрева аппарата, а также основных его размеров. Выполнение конструкторских расчетов наиболее характерно для специализированных проектных организаций на базе каталогов основных деталей теплообменной аппаратуры.

Целью поверочного расчета подогревателя мазута является нахождение конечных параметров жидкого органического топлива – мазута для установленного на станции или спроектированного мазутоподогревателя.

Как и другое теплообменное оборудование ТЭС подогреватели мазута работают в непрерывном тепловом режиме и характеризуются весьма малой тепловой инерционностью. Поэтому все расчеты мазутоподогревателей проводят при стационарном тепловом режиме. Подогреватели мазута ТЭС также относятся к классу рекуперативных тепловых аппаратов, соответственно основными уравнениями для их теплового расчета являются уравнения теплового баланса и теплопередачи.

Как было показано выше, в подогревателях мазута ТЭС в качестве греющей жидкости используется пар из отборов турбины, нагрев мазута производится за счет конденсации пара через стенки каналов. При этом достаточно часто используется перегретый пар. Как показано в

[28], процесс конденсации перегретого пара возникает также при соприкосновении с поверхностью, имеющей температуру ниже температуры насыщения. Это означает, что для начала конденсации в подогревателях мазута нет необходимости в снижении температуры всей массы перегретого пара до температуры насыщения, т.е. пар становится насыщенным лишь у стенки каналов по мере его охлаждения, а вдали от стенки он будет оставаться перегретым.

Теоретически и экспериментально [29] доказано, что при конденсации перегретого пара значение удельного теплового потока почти такое же, как и для насыщенного пара. Поэтому коэффициент теплоотдачи для конденсирующегося перегретого пара можно вычислять по формулам для насыщенного пара, но при этом следует учитывать теплоту перегрева $q_{\text{п}} = \bar{c}_p(t_{\text{п}} - t_{\text{н}})$, где $t_{\text{п}}$, $t_{\text{н}}$ – температуры перегретого и насыщенного пара; $\bar{c}_p$ – средняя теплоемкость перегретого пара при заданном давлении.

Тогда в расчетные формулы следует подставлять не теплоту конденсации $r_{\text{к}}$, а значение $r' = r_{\text{к}} + q_{\text{п}}$. За разность температур, в том числе и в формулах для расчетов коэффициентов теплоотдачи, принимают, как обычно, $\Delta t = t_{\text{н}} - t_{\text{ст}}$, где $t_{\text{ст}}$ – температура поверхности, на которой происходит конденсация. Однако разница обычно незначительна и на практике ею обычно пренебрегают [30].

Забегая вперед, следует указать, что расчеты, выполненные для подогревателей мазута типов ПМ и ПМР, показали, что учет теплоты перегрева пара $q_{\text{п}}$ приводит к уменьшению расхода пара в среднем до 5,5%, к увеличению коэффициентов теплоотдачи по конденсирующемуся пару до 9% и коэффициентов теплопередачи до 1%, что, естественно, для практических поверочных расчетов пренебрежимо мало.

Таким образом, уравнение теплового баланса для подогревателей мазута с учетом потерь в окружающую среду имеет стандартный вид:

$$Q = G_{\text{п}} c_{p_{\text{к}}} \rho_{\text{к}} (t_{\text{н}} - t_{\text{ст1}}) + Q_{\text{пот}} = G_{\text{м}} c_{p_{\text{м}}} \rho_{\text{м}} (t_{2\text{м}} - t_{1\text{м}}), \quad (6.1)$$

где $G_{\text{п}}$ – расход пара; $t_{\text{н}}$ – температура его насыщения; $t_{\text{ст1}}$ – температура стенки со стороны греющего пара; $c_{p_{\text{к}}}$, $\rho_{\text{к}}$ – удельная теплоемкость и плотность конденсата; $G_{\text{м}}$ – расход мазута; $\rho_{\text{м}}$, $c_{p_{\text{м}}}$ – плотность и удельная теплоемкость мазута при его средней температуре $\bar{t}_{\text{м}}$ в аппарате; $t_{1\text{м}}$, $t_{2\text{м}}$ – начальная и конечная температуры мазута на входе и выходе из подогревателя; $Q_{\text{пот}}$ – тепловые потери аппарата в окружающую среду, Вт.

Количество теплоты, получаемое мазутом, или тепловая производительность мазутоподогревателя

$$Q_{\text{м}} = G_{\text{м}} c_{p_{\text{м}}} \rho_{\text{м}} (t_{2\text{м}} - t_{1\text{м}}). \quad (6.2)$$

В общем виде определение тепловых потерь, Вт, при отсутствии изоляции производят по формуле

$$Q_{\text{пот}} = \bar{\alpha}_{\text{к}} F_{\text{к}} \Delta t, \quad (6.3)$$

где $\bar{\alpha}_k$ – коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности корпуса аппарата к окружающему воздуху; $F_k = \pi D_n H_k$ – площадь наружной поверхности, здесь D_n , H_k – наружный диаметр и высота аппарата; Δt – разность температур наружной поверхности корпуса $t_{кор}$ и окружающего воздуха $t_{воз}$.

При наличии изоляции на корпусе мазутоподогревателя рекомендуется формула

$$Q_{пот} = [8,4 + 0,06(t_{из} - t_{воз})]F_k \Delta t, \quad (6.4)$$

где $t_{из}$, $t_{воз}$ – температуры поверхности изоляции и окружающего воздуха; F_k и Δt определяются с учетом наличия изоляции.

Теплофизические характеристики мазута рассчитываются при средней температуре его в подогревателе:

$$\bar{t}_m = 0,5(t_{1m} + t_{2m}), \quad (6.5)$$

где t_{1m} , t_{2m} – начальная и конечная (номинальная) температуры мазута на входе в подогреватель и выходе из него.

Для определения теплофизических характеристик мазута марки М100 в зависимости от температуры рекомендуются следующие формулы [10,16]:

для плотности, кг/м^3 ,

$$\rho_m = [0,881 + 0,00304(t - 68)] \cdot 10^3; \quad (6.6)$$

для удельной теплоемкости, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$,

$$c_{pm} = 1,7364 + 0,00251t; \quad (6.7)$$

для удельной теплопроводности, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$,

$$\lambda_m = 0,158 - 0,0002093(t - 20), \quad (6.8)$$

для кинематической вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$;

$$\nu_m = \{\exp(\exp[9,8555 - 3,745 \lg(t + 273)]) - 0,8\} \cdot 10^{-6}. \quad (6.9)$$

Важным моментом теплового расчета является определение температурного напора. Как уже говорилось, мазутоподогреватели относятся к аппаратам, в которых греющей средой является пар. При точных расчетах температурного напора применяют метод нахождения средней логарифмической разности температур по зонам аппарата. В укрупненных интегральных расчетах, к каким относится и рассматриваемый здесь метод, определение $\Delta \bar{t}_{лог}$ значительно упрощается.

Таким образом, независимо от конструктивной схемы организации потоков нагреваемой и греющей среды, средний логарифмический температурный напор при нагревании конденсирующимся паром находится по формуле

$$\Delta \bar{t}_{лог} = (t_{2m} - t_{1m}) / \ln \frac{t_n - t_{1m}}{t_n - t_{2m}}, \quad (6.10)$$

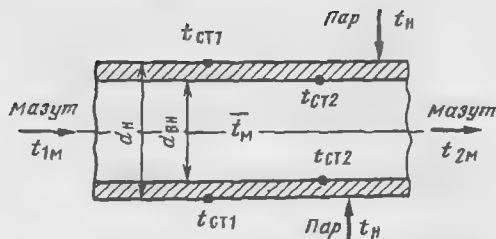


Рис. 6.15. Схема движения теплоносителей, характерные температуры и размеры каналов гладкотрубных подогревателей мазута.

где t_H – температура насыщения пара.

Расход греющего пара определяется как функция тепловой производительности подогревателя и теплоты парообразования r_k :

$$G_{\Pi} = Q_M / (r_k \eta_{\Pi}), \quad (6.11)$$

где η_{Π} – коэффициент потерь теплоты в окружающую среду.

Для более точных расчетов потери теплоты в окружающую среду определяются с помощью (6.3), (6.4). На практике рекомендуется использовать значение $\eta_{\Pi} \approx 0,96 \div 0,98$.

После нахождения расхода пара становится возможным определение коэффициента теплоотдачи с наружной стороны трубного пучка от конденсирующегося пара, $Вт/(м^2 \cdot К)$. В [10] рекомендуется хорошо зарекомендовавшая себя формула

$$\bar{\alpha}_{\Pi} = 2,02 \varepsilon \lambda_k \sqrt[3]{\rho_k^2 L n / (\mu_k G_{\Pi})}, \quad (6.12)$$

где ε – поправочный коэффициент на число труб в горизонтальном пучке, при этом, если $n \leq 100$, (n – число труб), то $\varepsilon = 0,7$, а если $n > 100$, то $\varepsilon = 0,6$; L – длина труб; λ_k , μ_k , ρ_k – соответственно теплопроводность, динамическая вязкость и плотность конденсирующегося пара.

Одним из важным этапов и конечных целей теплового расчета мазутоподогревателя является определение конечной температуры мазута на выходе из подогревателя t_{2M} . Как видно из схемы, приведенной на рис. 6.15, температура t_{2M} является функцией температуры внутренней стенки трубы t_{CT2} . В свою очередь, температура t_{CT2} зависит от температуры стенки со стороны конденсирующегося пара t_{CT1} (см. рис. 6.15). Выражение для нахождения температуры стенки t_{CT2} со стороны мазута имеет вид

$$t_{CT2} = t_{CT1} - \bar{\alpha}_{\Pi} \Delta t_1 (\delta_{CT} / \lambda_{CT}), \quad (6.13)$$

где δ_{CT} – толщина стенки труб; λ_{CT} – теплопроводность материала стенки труб; $t_{CT1} = (t_H - \Delta t_1)$ – температура стенки трубы со стороны конденсирующегося пара;

$$\Delta t_1 = t_H - t_{CT1} \quad (6.14)$$

– частный температурный напор пар-стенка.

Коэффициент теплоотдачи со стороны мазута от гладкой горизонтальной цилиндрической внутренней поверхности стальной трубы (подогреватели типа ПМ), Вт/(м² · К) можно рассчитать по формуле, рекомендованной в [10,11]:

$$\bar{\alpha}_M = \frac{\lambda_M}{d_{BH}} 1,62 \left(Re_M Pr_M \frac{d_{BH}}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_M}{\mu_{CT}} \right)^{0,14} (1 + 0,015 Gr_M^{1/3}), \quad (6.15)$$

где μ_M , μ_{CT} – динамическая вязкость мазута при температурах $\bar{t}_M$ и t_{CT2} ;

$$Re_M = W_M d_{BH} / \nu_M \quad (6.16)$$

– число Рейнольдса для мазута; здесь $W_M = \frac{4G_M z_T}{\pi d_{BH}^2 n}$ – средняя скорость течения мазута в гладких трубах (n – число труб; z_T – число ходов трубного пространства); d_{BH} – внутренний диаметр труб;

$$Pr_M = \frac{\nu_M \rho_M c_{PM}}{\lambda_M} \quad (6.17)$$

– число Прандтля для мазута;

$$Gr_M = \frac{g d_{BH}^3 \beta_M \Delta t_2}{\nu_M} \quad (6.18)$$

– число Грасгофа для мазута; здесь g – ускорение свободного падения; β_M – коэффициент объемного расширения мазута;

$$\beta_M = \frac{\rho_{1M} - \rho_{2M}}{\rho_{2M}(t_{2M} - t_{1M})}; \quad (6.19)$$

ρ_{1M} и ρ_{2M} – плотности мазута при температурах t_{1M} и t_{2M} ;

$$\Delta t_2 = (t_{CT2} - \bar{t}_M) \quad (6.20)$$

– разность между температурой стенки t_{CT2} со стороны мазута и средней температурой мазута $\bar{t}_M$ в подогревателе (см. рис. 6.15) или частный температурный напор стенка-мазут.

Формулы (6.12) и (6.15) хорошо зарекомендовали себя на практике, они также наиболее полно учитывают все особенности процесса теплообмена в подогревателях вязких жидкостей.

Коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · К), в силу конструктивных и эксплуатационных особенностей подогревателей мазута различных марок может определяться по разным формулам. В частности, для подогревателей из гладких труб (типа ПМ) рекомендуется упрощенная формула

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{\bar{\alpha}_M} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\bar{\alpha}_H} \right)}. \quad (6.21)$$

После нахождения коэффициента теплопередачи становится возможным определение уточненного значения температурного напора пар-стенка Δt_1 :

$$\Delta t'_1 = k \Delta \bar{t}_{\log} / \bar{\alpha}_{\text{п}}, \quad (6.22)$$

затем по (6.14) рассчитывается значение температуры стенки со стороны пара. Далее по (6.13) находим температуру стенки со стороны мазута $t_{\text{ст}2}$ с учетом коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}_{\text{п}}$ и толщины стенки $\delta_{\text{ст}}$.

Как видно из формул (6.10), (6.13), (6.14) и (6.22) определение конечной температуры мазута зависит от точности расчета температуры стенки $t_{\text{ст}2}$. В тоже время вычисление температуры $t_{\text{ст}2}$ является достаточно сложной задачей, поскольку она входит в неявном виде и в левые и в правые части указанных соотношений через зависимости для коэффициентов теплоотдачи $\bar{\alpha}_{\text{п}}$ и $\bar{\alpha}_{\text{м}}$. Для преодоления этой сложности в расчетах применяют принцип последовательных приближений (итераций), а в качестве первого приближения (первого шага) итераций используют, например, различное приближенное задание температурного напора пар-стенка Δt_1 . Более подробно это будет показано в примерах расчета конкретных марок подогревателей мазута (см. §6.4).

Площадь поверхности теплообмена определяется как

$$F = Q / (\Delta \bar{t}_{\log} k). \quad (6.23)$$

Тепловой расчет мазутоподогревателей типа ПМР с продольно-оребрёнными трубами имеет ряд особенностей. Общий расход пара, определяемый также по формуле (6.11), распределяется пропорционально площадям сечения межтрубного пространства $S_{\text{м.тр}}$ и общего сечения внутренних труб $S_{\text{к}}$. Для понимания конструктивных особенностей и особенностей тепловых процессов в каналах подогревателей типа ПМР на рис. 6.16 приведена схема движения теплоносителей, характерных температур и основных размеров.

Как видно из рис. 6.16, конструкция канала подогревателя мазута типа ПМР представляет хорошо известную трубку Фильда. Площадь межтрубного пространства определяется по формуле

$$S_{\text{м.тр}} = \frac{\pi}{4} (D_{\text{вн}}^2 - n d_{2\text{н}}^2), \quad (6.24)$$

где $D_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр аппарата, м; $d_{2\text{н}}$ – наружный диаметр обогревательного элемента, м.

Суммарная площадь кольцевых каналов, в которых проходит конденсирующийся пар, можно найти по формуле

$$S_{\text{к}} = \frac{1}{4} n \pi (d_{1\text{вн}}^2 - d_{\text{он}}^2), \quad (6.25)$$

где $d_{\text{он}}$ – наружный диаметр трубы, несущей оребрение; $d_{1\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубы, несущей оребрение.

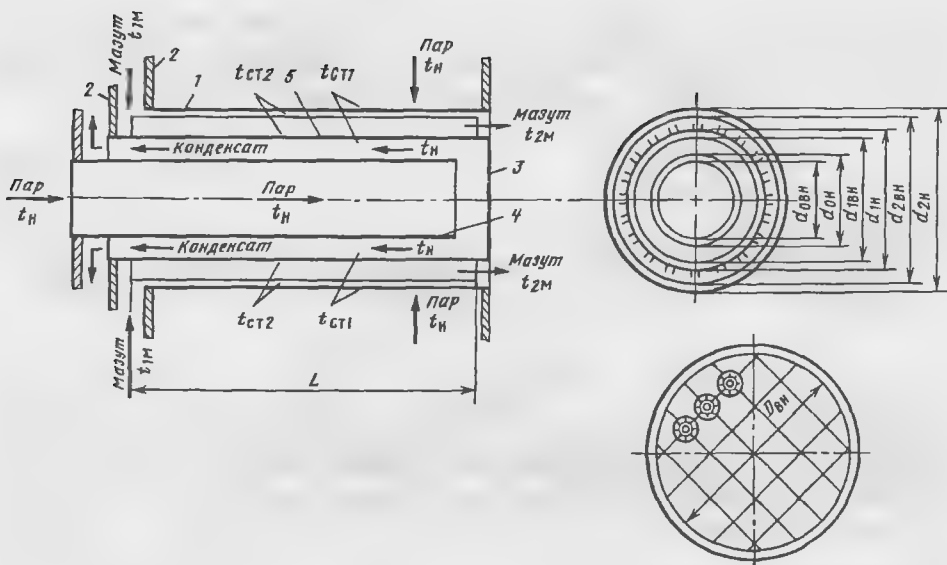


Рис. 6.16. Схема движения теплоносителей, характерные температуры и размеры продольно-оребрённых каналов подогревателей мазута (типа ПМР). Схема трубки Филда:

1 – наружная труба; 2 – трубные доски; 3 – заглушка; 4 – паровая труба; 5 – внутренняя труба с продольным оребрением

Тогда в межтрубное пространство поступает пар в количестве

$$G_{1п} = \frac{G_{п} S_{м.тр}}{S_{м.тр} + S_{к}}. \quad (6.26)$$

Внутри нагревательных элементов расход пара

$$G_{2п} = G_{п} - G_{1п}. \quad (6.27)$$

Коэффициент теплоотдачи конденсирующегося пара на наружной поверхности пучка (рис. 6.16) горизонтальных труб, Вт/(м² · К), определяется по формуле

$$\bar{\alpha}_{п1} = 2,02 \varepsilon \lambda_{к} \sqrt[3]{\rho_{к}^2 L n / (\mu_{к} G_{1п})}, \quad (6.28)$$

где \$L\$ – длина нагревательных элементов.

Коэффициент теплоотдачи внутри гладкого кольцевого канала [10], Вт/(м² · К) находится как

$$\bar{\alpha}_{п2} = (3400 + 100 W_{п}) \sqrt[3]{1,21 / L}, \quad (6.29)$$

где \$W_{п}\$ – скорость пара при входе в кольцевой канал трубки Филда, м/с;

$$W_{п} = G_{2п} / (\rho_{п} S_{к}). \quad (6.30)$$

где S_k – площадь кольцевого канала, m^2 ; ρ_n – плотность пара.

Далее определяется среднеинтегральное значение коэффициента теплоотдачи со стороны конденсирующегося пара:

$$\bar{\alpha}_n = \frac{\bar{\alpha}_{n1} F_n + \bar{\alpha}_{n2} F_{вн}}{F_n + F_{вн}}, \quad (6.31)$$

где $F_n = \pi d_{2н} L$; $F_{вн} = \pi d_{он} L$;

Коэффициент теплоотдачи со стороны мазута, $Вт/(m^2 \cdot K)$ целесообразно искать с помощью формулы [16]:

$$\bar{\alpha}_m = \frac{\lambda_m}{d_{1н}} 0,205 Re_m^{0,45} Pr_m^{0,43} \left(\frac{Pr_m}{Pr_{ст}} \right)^{0,2}, \quad (6.32)$$

где Pr_m и $Pr_{ст}$ – числа Прандтля для мазута [см. (6.17)] при средних температурах мазута в аппарате t_m и стенки $t_{ст2}$; Re_m – число Рейнольдса для мазута:

$$Re_m = W_m d_{экв} / \nu_m. \quad (6.33)$$

Здесь W_m – средняя скорость течения мазута:

$$W_m = \frac{G_m z_T}{n f_m},$$

где z_T – число ходов межтрубного пространства; n – число труб; f_m – площадь поперечного сечения одного канала (трубы) с учетом оребрения.

В свою очередь, $f_m = \frac{\pi}{4} (d_{2вн}^2 - d_{1н}^2) - z_p h_p \delta_p$.

Эквивалентный диаметр канала $d_{экв}$, в котором протекает мазут, определяется как $d_{экв} = 4f_m / \Pi$, где Π – смоченный периметр канала: $\Pi = \pi (d_{2вн} + d_{1н}) + 2z_p h_p$ (здесь z_p – число ребер; h_p – высота ребра).

Температура стенки со стороны мазута находится по формуле (6.13). Температура стенки со стороны пара определяется как

$$t_{ст1} = t_n - \Delta t_1,$$

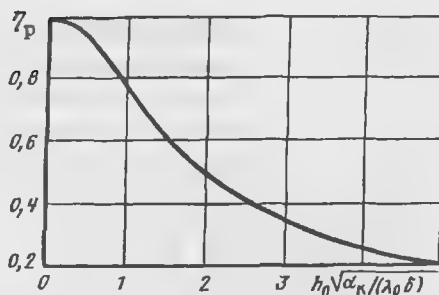
где $t_{ст1}$, $t_{ст2}$ – значения температур стенки со стороны конденсирующегося пара и со стороны мазута.

Коэффициент теплопередачи для подогревателей с оребренными трубами марок ПМР может быть определен двумя методами.

По первому методу коэффициент теплопередачи для нагревательных элементов типа трубок Фильда (см. рис. 6.16) определяется [11,25] как для многослойной цилиндрической стенки, отнесенный к 1 пог.м длины нагревательных элементов:

$$k_L = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_{пр} d_{1н} \varphi} + \frac{1}{2\lambda_{ст}} \ln \frac{d_{1н}}{d_{1вн}} + \frac{1}{\bar{\alpha}_n d_{1вн}}}. \quad (6.34)$$

Рис. 6.17. Зависимость коэффициента тепловой эффективности прямых продольных ребер от определяющих факторов



Следует обратить внимание на размерность коэффициента теплопередачи в (6.34). В обычных расчетах [см., например, (6.21)] коэффициент теплопередачи измеряется в $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Здесь он отнесен к 1 пог.м длины нагревательных элементов и измеряется в $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

В (6.34) $\alpha_{пр} = \bar{\alpha}_m \eta_0$ – приведенный коэффициент теплоотдачи по мазуту; η_0 – тепловая эффективность оребренной поверхности

$$\eta_0 = 1 - \frac{F_p}{F_{\Pi}} (1 - \eta_p), \quad (6.35)$$

где

$$F_{\Pi} = [\pi d_{1н} + z_p (2h_p + \delta_p)] Ln, \quad (6.36)$$

– площадь полной поверхности оребренных труб.

Можно также записать, что

$$F_{\Pi} = \varphi^{F_{гл}}, \quad (6.37)$$

где $F_{гл} = \pi d_{1н} Ln$ – площадь поверхности условной гладкой трубы с диаметром, равным диаметру трубы, несущей оребрение $d_{1н}$; φ – коэффициент оребрения.

В (6.36) δ_p – толщина ребер; n – число ребер. В (6.35) F_p – площадь поверхности ребер: $F_p = F_{\Pi} - F_{гл}$; η_p – коэффициент тепловой эффективности ребер, определяемый по рис. 6.17.

Затем согласно (6.10) определяют средний логарифмический температурный напор, значения температур стенки со стороны мазута и конденсирующегося пара. Температурный напор пар-стенка при этом методе расчета определяется как

$$\Delta t_1 = k_L \frac{L}{F} \frac{\Delta \bar{t}_{лог}}{\bar{\alpha}_{\Pi}}, \quad (6.38)$$

где L и F – общая длина труб и площадь поверхности теплообмена.

При этом последним этапом является нахождение не площади теплообменного аппарата, а общей длины нагревательных элементов типа трубки Фильда:

$$L_p = \frac{Q_m}{k_L \Delta \bar{t}_{лог}}. \quad (6.39)$$

Здесь также используется метод последовательных приближений (итераций), который более подробно будет показан далее (см. §6.4).

При втором методе расчета подогревателя с оребренными поверхностями коэффициент теплопередачи отнесен [25] к площади полной оребренной поверхности теплообмена:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{пр}}} + \frac{d_{1\text{н}}}{2\lambda_{\text{ст}}} \ln \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}} + \frac{F}{\alpha_{\text{н}} F_0}}, \quad (6.40)$$

где $d_{\text{н}} = 0,5(d_{2\text{н}} + d_{1\text{вн}})$ – усредненный диаметр поверхностей теплообмена со стороны конденсирующегося пара;

$$d_{\text{вн}} = 0,5(d_{2\text{вн}} + d_{1\text{н}}) \quad (6.41)$$

– усредненный диаметр поверхностей теплообмена со стороны мазута;

$$F = nL(\varphi\pi d_{1\text{н}} + \pi d_{2\text{н}}) = nL[\pi d_{1\text{н}} + z_{\text{р}}(2h_{\text{р}} + \pi d_{2\text{вн}})]$$

– площадь полной поверхности теплообмена;

$$F_0 = \pi(d_{2\text{н}} + d_{1\text{вн}})Ln \quad (6.42)$$

– площадь поверхности теплообмена со стороны конденсирующегося пара.

Далее весь расчет аналогичен расчету по методике для гладкотрубного подогревателя (типа ПМ) с итерационным уточнением по расчетной площади поверхности теплообмена.

Методика расчетов для всех подогревателей предусматривает получение площади чистой поверхности нагрева. Учет загрязнений поверхностей теплообмена производится введением поправочного коэффициента 1,25 в окончательных формулах расчета $F_{\text{р}}$ или $L_{\text{р}}$.

Методика теплового расчета *секционных подогревателей мазута* в целом совпадает с методикой расчета гладкотрубных аппаратов типа ПМ, но есть ряд отличий.

Поскольку секционные подогреватели мазута в стационарных паротрубинных установках ТЭС широкого применения не находят, то их использование возможно в качестве резервного оборудования в случае замены или ремонта специально выпускаемых для ТЭС подогревателей типа ПМ или ПМР. Наиболее целесообразным в этом случае является последовательное подключение по линии подачи мазута ряда стационарных секций, которые по линии греющего пара подключаются параллельно. Тогда конечной целью теплового расчета секционных подогревателей мазута является определение того необходимого числа стандартных секций, которое обеспечит номинальное значение конечной температуры мазута. Такой тепловой расчет по характеру ближе к конструкторскому, что и вносит некоторые изменения в методику.

Определение теплоотдачи, $Вт/(м^2 \cdot К)$ при конденсации греющего пара в этом случае лучше производить по формуле

$$\alpha_{\pi} = 0,728 \epsilon \left(\frac{\lambda_{\kappa}^3 \rho_{\kappa}^2 r_{\kappa} g}{\mu_{\kappa} \Delta t_1 d_{\text{вн}}} \right)^{0,25}, \quad (6.43)$$

в основе которой лежит известная зависимость Нуссельта [28] для одиночной горизонтальной трубки.

В [17] зависимость (6.43) предложена для расчетов конденсации на горизонтальных пучках труб с введением поправки ϵ на число труб. Преимущество (6.43) перед (6.12) или (6.28) состоит в том, что нет необходимости находить количество греющего пара G_{π} , приходящееся на каждую из параллельно подключенных секций. В то же время в знаменатель (6.43) входит температурный напор пар – стенка Δt_1 , что также упрощает алгоритм вычислений. Более подробно это принципиальное отличие в методике расчета будет показано ниже (см. §6.4).

Тепловой расчет *подогревателей мазута типа "труба в трубе"* (ТТ) имеет ряд принципиальных, связанных с их конструкцией отличий, которые также изложены ниже.

Поскольку подогреватели типа "труба в трубе" также не находят широкого применения в стационарных паротурбинных установках ТЭС, то их использование возможно в качестве резервного оборудования в случае замены или ремонта подогревателей типа ПМ или ПМР (аналогично секционным подогревателям). Тогда конечной целью теплового расчета подогревателей ТТ также является определение того необходимого числа стандартных секций ТТ, которое обеспечит номинальное значение температуры $t_{2м}$ [с использованием (6.43)]. Такой тепловой расчет также по характеру ближе к конструкторскому.

6.4. Алгоритм и примеры поверочных расчетов подогревателей мазута

Как видно из §§6.1 и 6.2 конструкции и условия эксплуатации серийно выпускаемых подогревателей мазута имеют принципиальные отличия друг от друга.

Во-первых, нагреваемое жидкое органическое топливо – мазут протекает как в гладких трубах, так и в кольцевых зазорах, в том числе оребренных. Во-вторых, греющая среда – конденсирующийся пар подается или в межтрубное пространство, или во внутренние гладкие трубы или в комбинации того и другого. В-третьих, поскольку в качестве греющего теплоносителя в мазутных хозяйствах принято использовать пар, то в расчетах появляется необходимость поиска значений температур стенок аппарата, при этом (в силу многообразия конструкций) приходится применять различные расчетные схемы и процедуры.

Все это заставляет (несмотря на многие общие моменты) рассматривать методики поверочного расчета отдельно для каждого типа мазуто-

Значения коэффициентов для выбора в первом приближении конечной температуры мазута $t_{2м}$ при поверочном расчете подогревателей мазута марок ПМ

Тип (марка) мазутоподогревателя	a	b	c	d
ПМ-40-15	142,7	6,7	-9000	0,38
ПМ-40-30	142,7	6,7	-4500	0,38
ПМ-10-60	108,9	35	-1750	0,38
ПМ-10-120	131,5	25	-1125	0,35

подогревателей.

Алгоритм поверочного расчета подогревателей мазута типа ПМ. Исходными данными для поверочного расчета являются: марка мазута; расход мазута G_m , m^3/c ; начальная температура мазута $t_{1м}$, $^{\circ}C$; номинальная конечная температура мазута $t_{2м}$, $^{\circ}C$; давление греющего пара $P_{гр}$, Па; температура насыщенного пара t_n , $^{\circ}C$; материал труб; теплопроводность материала труб $\lambda_{ст}$, Вт/(м·К); геометрические характеристики аппарата: число труб n , шт; число ходов трубного пространства z_t ; длина труб L , м; наружный диаметр труб d_n , м; внутренний диаметр труб $d_{вн}$, м; площадь поверхности теплообмена F , m^2 ; теплофизические характеристики конденсата: плотность ρ_k , кг/ m^3 ; коэффициент теплопроводности λ_k , Вт/(м·К); кинематическая вязкость ν_k , m^2/c ; удельная теплота парообразования r_k , Дж/кг.

1. Задаемся в первом приближении конечной температурой мазута $t_{2м}$, принимая ее отличной от номинальной на некоторое произвольное значение.

Выбор оптимального значения первого приближения $t_{2м}$ для всех марок подогревателей ПМ рекомендуется производить по формуле

$$(t_{2м})_0 = a + bP_{гр} + cG_m + dt_{1м},$$

где значения коэффициентов a , b , c и d приведены в табл. 6.5.

Рекомендуемая формула по структуре аналогична формулам для расчета теплофизических характеристик мазута и обеспечивает сходимость в первой–третьей итерациях.

2. Определяем теплофизические характеристики мазута λ_m , c_{pm} , ρ_m , ν_m , μ_m при средней температуре мазута по (6.5)–(6.9).

3. Находим теплопроизводительность подогревателя по (6.2).

4. Задаемся значениями температурного напора пар – стенка Δt_1 и коэффициентом потерь теплоты в окружающую среду η_n . В первом приближении для внутреннего итерационного процесса $(\Delta t_1)_0$ следует выбирать из диапазона значений 0–2 $^{\circ}C$.

5. Определяем расход греющего пара по (6.11).

6. Находим средний коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующего пара по (6.12).

7. Определяем значение температуры стенки трубы со стороны мазута $t_{ст2}$ по (6.13).

8. Рассчитываем средний коэффициент теплоотдачи со стороны мазута по (6.15).

9. Определяем коэффициент теплопередачи согласно (6.21).

10. Уточняем температурный напор пар-стенка $\Delta t'_1$ по (6.22).

11. Определяем погрешность расчета по внутренней итерации

$$\varepsilon_t = \left| \frac{\Delta t_1 - \Delta t'_1}{\Delta t_1} \right|.$$

Если $\varepsilon_t \leq 0,03 \div 0,05$, то расчет продолжается дальше; если $\varepsilon_t > 0,03 \div 0,05$, то значению Δt_1 присваивается значение $\Delta t'_1$, т.е. $\Delta t_1 = \Delta t'_1$ и расчет повторяется, начиная с определения $t_{ст2}$ (пункт 7).

Таким образом, приведенная методика составляет внутреннюю итерационную процедуру поверочного расчета подогревателя мазута типа ПМ.

12. Далее совершается переход к основной внешней итерационной процедуре расчета.

Находим площадь поверхности теплообмена, m^2 :

$$F_p = 1,25 Q_m / (\Delta \bar{t}_{\log k}),$$

где 1,25 – коэффициент, учитывающий загрязнение поверхности теплообмена.

13. Вычисляем погрешность расчета

$$\varepsilon_F = \left| \frac{F - F_p}{F} \right|.$$

Если $\varepsilon_F < 0,03 \div 0,05$, то расчет можно считать законченным. Если же это условие не выполняется, то в случае $F_p > F$ значение $t_{2м}$ уменьшается на значение шага итерационной процедуры h_t , и наоборот, если $F_p < F$, то $t_{2м}$ увеличивается на значение h_t . Для подогревателей мазута типа ПМ шаг внешнего итерационного процесса h_t по вычислению $t_{2м}$ и F рекомендуется выбирать в диапазоне $1-2^\circ C$.

Пример расчета подогревателя мазута марки ПМ-10-120. Исходные данные: марка мазута – М 100; расход мазута $G_m = 0,04 \text{ м}^3/\text{с}$; начальная температура мазута $t_{1м} = 60^\circ C$; номинальная конечная температура мазута $t_{2м} = 115^\circ C$; давление греющего пара $P_{гр} = 1,3 \cdot 10^6 \text{ Па}$; температура насыщенного пара $t_n = 191,6^\circ C$; материал труб – сталь; теплопроводность материала труб $\lambda_{ст} = 46,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; геометрические характеристики аппарата: число труб $n = 388$ шт; число ходов трубного пространства $z_T = 12$; длина труб $L = 10 \text{ м}$; наружный диаметр труб $d_n = 0,038 \text{ м}$; внутренний диаметр труб $d_{вн} = 0,033$

м; площадь поверхности теплообмена $F = 400 \text{ м}^2$; теплофизические характеристики конденсата: плотность $\rho_k = 880 \text{ кг/м}^3$; теплопроводность $\lambda_k = 0,671 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; кинематическая вязкость $\nu_k = 0,141 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; удельная теплота парообразования $r_k = 1968 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$.

I. Для того, чтобы найти $t_{2м}$ и F , задаемся шагом h_t внешней итерационной процедуры, исходя из приведенных рекомендаций: $h_t = 2^\circ \text{С}$.

II. Начинаем внешнюю итерационную процедуру расчета.

1. Определяем среднюю температуру мазута $\bar{t}_м$, задавшись значением $t_{2м} = 140^\circ \text{С}$:

$$\bar{t}_м = 0,5(t_{1м} + t_{2м}) = 0,5(60 + 140) = 100^\circ \text{С}.$$

Выбор в первом приближении значения конечной температуры мазута $t_{2м} = 140^\circ \text{С}$ производим по табл. 6.5 для подогревателя ПМ-10-120.

2. Определяем теплофизические характеристики мазута при $\bar{t}_м = 100^\circ \text{С}$:

$$\begin{aligned} \rho_м &= [0,881 - 0,00304(t - 68)] \cdot 10^3 = \\ &= [0,881 - 0,00304(100 - 68)] \cdot 10^3 = 783,72 \text{ кг/м}^3; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \lambda_м &= 0,158 - 0,0002093(t - 20) = \\ &= 0,158 - 0,0002093(100 - 20) = 0,1412 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} c_{pм} &= 1,7364 + 0,00251t = \\ &= 1,7364 + 0,00251 \cdot 100 = 1,987 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \nu_м &= \{\exp_{10}(\exp_{10}[9,8555 - 3,745 \lg(t + 273)]) - 0,8\} \cdot 10^{-6} = \\ &= \{\exp_{10}(\exp_{10}[9,8555 - 3,745 \lg(100 + 273)]) - 0,8\} \cdot 10^{-6} = \\ &= 4,67 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}; \end{aligned}$$

$$\mu_м = \nu_м \rho_м = 4,67 \cdot 10^{-5} \cdot 783,72 = 0,0366 \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

3. Тепловая производительность мазутоподогревателя

$$\begin{aligned} Q_м &= G_м \rho_м c_{pм} (t_{2м} - t_{1м}) = \\ &= 0,04 \cdot 783,72 \cdot 1987(140 - 60) = 4983205,248 \text{ Вт}. \end{aligned}$$

4. Задаемся коэффициентом потерь теплоты в окружающую среду $\eta_{п} = 0,97$.

5. Находим расход греющего пара:

$$G_{п} = \frac{Q_м}{r_k \eta_{п}} = \frac{4983205,248}{1968 \cdot 10^3 \cdot 0,97} = 2,6104 \text{ кг/с}.$$

III. Начинаем внутреннюю итерационную процедуру расчета температуры стенки $t_{ст1}$.

1. Задаемся, согласно приведенным выше рекомендациям, значением температурного напора пар – стенка Δt_1 и находим $t_{ст1}$:

$$\Delta t_1 = 0^\circ \text{С};$$

$$t_{ст1} = t_{п} - \Delta t_1 = 191,6 - 0 = 191,6^\circ \text{С}.$$

2. Рассчитываем коэффициент теплоотдачи со стороны пара:

$$\begin{aligned}\bar{\alpha}_\Pi &= 2,02\varepsilon\lambda_K\sqrt[3]{\rho_K^2 L n / (\mu_K G_\Pi)} = \\ &= 2,02 \cdot 0,6 \cdot 0,671 \sqrt[3]{\frac{880^2 \cdot 10 \cdot 388}{1,24 \cdot 10^{-4} \cdot 2,6104}} = 17\,062,133 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),\end{aligned}$$

При этом $\varepsilon = 0,6$, так как $n > 100$; $\mu_K = \nu_K \rho_K = 0,141 \cdot 10^{-6} \cdot 880 = 1,24 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}$.

3. Находим значение температуры стенки труб со стороны мазута:

$$\begin{aligned}t_{\text{CT}2} &= t_{\text{CT}1} - \bar{\alpha}_\Pi \Delta t_1 \frac{\delta_{\text{CT}}}{\lambda_{\text{CT}}} = \\ &= 191,6 - 17\,062,133 \cdot 0 \cdot \frac{0,0025}{46,5} = 191,6^\circ\text{C},\end{aligned}$$

где $\delta_{\text{CT}} = (d_\Pi - d_{\text{BH}})/2 = (0,038 - 0,033)/2 = 0,0025 \text{ м}$.

4. Определяем средний коэффициент теплоотдачи со стороны мазута:

$$\begin{aligned}\bar{\alpha}_\text{M} &= \frac{\lambda_\text{M}}{d_{\text{BH}}} 1,62 \left(\text{Re}_\text{M} \text{Pr}_\text{M} \frac{d_{\text{BH}}}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_\text{M}}{\mu_{\text{CT}}} \right)^{0,14} (1 + 0,015 \text{Gr}_\text{M}^{1/3}) = \\ &= \frac{0,1412}{0,033} \cdot 1,62 \left(1022,12 \cdot 515,02 \frac{0,033}{10} \right)^{1/3} \left(\frac{0,0366}{0,002351} \right)^{0,14} \times \\ &\times (1 + 0,015 \cdot 67\,919,16^{1/3}) = 197,265 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),\end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned}\text{Gr}_\text{M} &= \frac{\beta_\text{M} g d_{\text{BH}}^3 \Delta t_2}{\nu_\text{M}^2} = \\ &= \frac{0,00459 \cdot 9,8 \cdot 0,033^3 \cdot 91,6}{4,67^2 \cdot 10^{-10}} = 67\,919,16; \\ \beta_\text{M} &= \frac{\rho_{1\text{M}} - \rho_{2\text{M}}}{\rho_{2\text{M}}(t_{2\text{M}} - t_{1\text{M}})} = \frac{905,32 - 662,12}{662,12(140 - 60)} = 0,00459 \text{ 1}/^\circ\text{C}; \\ \Delta t_2 &= t_{\text{CT}2} - t_\text{M} = 191,6 - 100 = 91,6^\circ\text{C}; \\ \text{Re}_\text{M} &= \frac{\dot{W}_\text{M} d_{\text{BH}}}{\nu_\text{M}} = \frac{1,4615 \cdot 0,033}{4,67 \cdot 10^{-5}} = 1022,12; \\ W_\text{M} &= \frac{4 G_\text{M} z_\text{T}}{\pi d_{\text{BH}}^2 n} = \frac{4 \cdot 0,04 \cdot 12}{3,14 \cdot 0,033^2 \cdot 388} = 1,4615 \text{ м/с}; \\ \text{Pr}_\text{M} &= \frac{\nu_\text{M} c_{\text{PM}} \rho_\text{M}}{\lambda_\text{M}} = \frac{4,67 \cdot 10^{-5} \cdot 1987 \cdot 783,72}{0,1412} = 515,02;\end{aligned}$$

μ_{CT} – динамическая вязкость мазута при температуре $t_{\text{CT}2}$;

$$\mu_{\text{CT}} = \nu_{\text{M.CT}} \rho_{\text{M.CT}} = 4,654 \cdot 10^{-6} \cdot 505,26 = 0,002351 \text{ Па} \cdot \text{с};$$

$\nu_{\text{м.ст}}$, $\rho_{\text{м.ст}}$ – кинематическая вязкость и плотность мазута при температуре $t_{\text{ст2}}$;

$$\begin{aligned}\nu_{\text{м.ст}} &= \{\exp_{10}(\exp_{10}[9,8555 - 3,745 \lg(t_{\text{ст2}} + 273)]) - 0,8\} \cdot 10^{-6} = \\ &= \{\exp_{10}(\exp_{10}[9,8555 - 3,745 \lg(191,6 + 273)]) - 0,8\} \cdot 10^{-6} = \\ &= 4,654 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\rho_{\text{м.ст}} &= [0,881 - 0,0034(t_{\text{ст2}} - 68)] \cdot 10^3 = \\ &= [0,881 - 0,0034(191,6 - 68)] \cdot 10^3 = 505,26 \text{ кг/м}^3.\end{aligned}$$

5. Определяем коэффициент теплопередачи:

$$\begin{aligned}k &= \left(\frac{1}{\bar{\alpha}_{\text{м}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\bar{\alpha}_{\text{п}}} \right)^{-1} = \\ &= \left(\frac{1}{197,265} + \frac{0,0025}{46,5} + \frac{1}{17062,133} \right)^{-1} = 192,9875 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.\end{aligned}$$

6. Вычисляем $\Delta \bar{t}_{\text{лог}}$ и $\Delta t'$:

$$\Delta \bar{t}_{\text{лог}} = \frac{t_{2\text{м}} - t_{1\text{м}}}{\ln \frac{t_{\text{н}} - t_{1\text{м}}}{t_{\text{н}} - t_{2\text{м}}}} = \frac{140 - 60}{\ln \frac{191,6 - 60}{191,6 - 140}} = 85,45^\circ\text{C};$$

$$\Delta t'_1 = \frac{k \Delta \bar{t}_{\text{лог}}}{\bar{\alpha}_{\text{п}}} = \frac{192,9875 \cdot 85,45}{17062,133} = 0,9665^\circ\text{C}.$$

7. Погрешность расчета по первой внутренней итерации

$$\varepsilon_t = \left| \frac{\Delta t_1 - \Delta t'_1}{\Delta t_1} \right| = \left| \frac{0 - 0,9665}{0,9665} \right| = 1 > 0,03 \div 0,05.$$

Переходим ко второй внутренней итерации, при этом значению Δt_1 присваивается значение $\Delta t'_1 = 0,9665^\circ\text{C}$.

Далее весь расчет, начиная с определения $t_{\text{ст1}}$, повторяется до выполнения условия $\varepsilon_t \leq 0,03 \div 0,05$.

В данном примере в первой внешней итерации состоялось две внутренние итерации. Результаты последней внутренней итерации следующие:

$$\alpha_{\text{п}} = 17062,133 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}; \alpha_{\text{м}} = 195,6309 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$k = 191,4227 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}; \Delta \bar{t}_{\text{лог}} = 85,45^\circ\text{C};$$

$$\Delta t'_1 = 0,9586^\circ\text{C}; \varepsilon_t = 0,008 < 0,03.$$

IV. Возвращаемся во внешнюю итерационную процедуру и продолжаем расчеты.

1. Находим площадь поверхности теплообмена:

$$F_p = \frac{1,25Q}{\Delta \bar{t}_{\text{лог}} k} = \frac{1,25 \cdot 4\,983\,205,248}{85,45 \cdot 191,4227} = 380,8246 \text{ м}^2,$$

где 1,25 – коэффициент, учитывающий загрязнение поверхности теплообмена; $k = 191,4227 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ – результат расчета последней внутренней итерации.

2. Погрешность расчета внешней итерации

$$\varepsilon_F = \left| \frac{F - F_p}{F} \right| = \left| \frac{400 - 380,8346}{400} \right| = 0,0479 < 0,03 \div 0,05.$$

В данном примере состоялась одна внешняя итерация.

Приведенные рекомендации по выбору шага итерации h_t , значений конечной температуры мазута $t_{2м}$ и температурного напора пар – стенка Δt_1 позволяют уменьшить число внешних и внутренних итераций.

Следует обратить внимание, что приведенные результаты получены с помощью компьютера, а весь порядок расчета представлен в удобном и для машинного, и для ручного счета виде. При расчетах с помощью калькулятора за счет округлений возникают различия в результатах вычислений, не превышающие, тем не менее, 5%.

Алгоритм поверочного расчета подогревателей мазута типа ПМР. Исходными данными для поверочного расчета являются: марка мазута; расход мазута G_m , $\text{м}^3/\text{с}$; начальная температура мазута $t_{1м}$, $^{\circ}\text{С}$; номинальная конечная температура мазута $t_{2м}$, $^{\circ}\text{С}$; давление греющего пара $P_{гр}$, Па; температура насыщенного пара t_n , $^{\circ}\text{С}$; плотность пара ρ_n , $\text{кг}/\text{м}^3$; материал труб; теплопроводность материала труб $\lambda_{ст}$, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; геометрические характеристики аппарата: наружный диаметр труб, несущих орebrение $d_{1н}$, м; внутренний диаметр труб, несущих орebrение $d_{1вн}$, м; наружный диаметр наружных труб $d_{2н}$, м; внутренний диаметр наружных труб $d_{2вн}$, м; число ребер на трубе z_p , шт; высота ребра h_p , м; толщина ребра δ_p , м; наружный диаметр трубы, по которой подается пар $d_{0н}$, м; внутренний диаметр корпуса $D_{вн}$, м; число ходов трубного пространства z_t , шт; число труб n , шт; длина труб L , м; теплофизические характеристики конденсата: плотность ρ_k , $\text{кг}/\text{м}^3$; теплопроводность λ_k , $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; кинематическая вязкость ν_k , $\text{м}^2/\text{с}$; удельная теплота парообразования r_k , Дж/кг.

1. Задаемся в первом приближении конечной температурой мазута $t_{2м}$, принимая ее отличной от номинальной на некоторое произвольное значение. Выбор оптимального значения в первом приближении $t_{2м}$ для всех марок подогревателей ПМР рекомендуется производить по формуле

$$(t_{2м})_0 = a + bP_{гр} + cG_m + dt_{1м},$$

где значения коэффициентов a , b , c и d приведены в табл. 6.6 (расчет по длине нагревательных элементов) и 6.7 (расчет по площади поверхности теплообмена).

Рекомендуемая формула по структуре аналогична формулам для расчета теплофизических характеристик мазута и обеспечивает сходимость в первой–третьей итерациях.

Таблица 6.6

Значения коэффициентов для выбора в первом приближении конечной температуры мазута $t_{2м}$ при поверочном расчете подогревателей мазута марок ПМР по длине нагревательных элементов

Тип (марка) мазутоподогревателя	a	b	c	d
ПМР-64-15	142,7	6,7	-9000	0,38
ПМ-64-30	142,7	6,7	-4500	0,38
ПМ-13-60	141,8	10	-2250	0,36
ПМ-13-120	146,1	6,7	-1125	0,36
ПМ-13-240	150,5	6,7	-562,5	0,36
ПМ-13-400	180	12	-307,7	-0,575

Таблица 6.7

Значения коэффициентов для выбора в первом приближении конечной температуры мазута $t_{2м}$ при поверочном расчете подогревателей мазута марок ПМР по площади поверхности теплообмена

Тип (марка) мазутоподогревателя	a	b	c	d
ПМР-64-15	151,7	23,3	-500	0,2
ПМ-64-30	151,7	23,3	-500	0,2
ПМ-13-60	151,7	23,3	-500	0,2
ПМ-13-120	151,7	23,3	-500	0,2
ПМ-13-240	151,7	23,3	-500	0,2
ПМ-13-400	134,2	20	-307	0,24

2–4. Определение теплофизических характеристик мазута, теплопроизводительности подогревателя, температурного напора пар – стенка и коэффициента потерь теплоты в окружающую среду проводятся аналогично подогревателям ПМ.

5. Находим общий расход греющего пара по (6.11), который в мазутоподогревателях ПМР распределяется пропорционально площади сечения межтрубного пространства $S_{м.тр}$ [см. (6.24)] и площади общего сечения всех кольцевых каналов S_k [см. (6.25)].

Тогда в межтрубное пространство поступает и конденсируется количество пара, определяемое по (6.26). Внутри элементов будет конденсироваться пар, количество которого находится по (6.27).

6. Рассчитываем значение коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}_{п1}$ при конденсации пара на наружной поверхности горизонтального пучка труб по (6.28)

7. Определяем коэффициент теплоотдачи при конденсации греющего пара внутри труб по (6.29).

8. Определяем среднеинтегральное значение коэффициента теплоотдачи по пару по (6.31).

9. Находим средний коэффициент теплоотдачи по мазуту с помощью (6.32).

10. Находим температуру стенки со стороны мазута по (6.13).

11. Определяем коэффициент теплопередачи.

I вариант расчета. В этом случае находится коэффициент теплопередачи, Вт/(м · К), отнесенный 1 пог. м длины нагревательных элементов по (6.34).

II вариант расчета. В этом случае коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · К), определяется по (6.40).

12. Вычисляем температурный напор пар – стенка $\Delta t'_1$:

I вариант расчета

$$\Delta t'_1 = k_L \frac{L}{F} \frac{\Delta \bar{t}_{\text{лог}}}{\bar{\alpha}_n};$$

II вариант расчета

$$\Delta t'_1 = k \frac{\Delta \bar{t}_{\text{лог}}}{\bar{\alpha}_n};$$

и средний логарифмический напор $\Delta \bar{t}_{\text{лог}}$:

$$\Delta \bar{t}_{\text{лог}} = \frac{t_{2M} - t_{1M}}{\ln \left(\frac{t_n - t_{1M}}{t_n - t_{2M}} \right)}.$$

13. Определяем погрешность расчета по внутренней итерации:

$$\varepsilon_t = \left| \frac{\Delta t_1 - \Delta t'_1}{\Delta t_1} \right|.$$

Если $\varepsilon_t \leq 0,03 \div 0,05$, то расчет продолжается далее. Если $\varepsilon_t > 0,03 \div 0,05$, то значению Δt_1 присваивается значение $\Delta t'_1$ и расчет повторяется с определения $t_{\text{ст}1}$ (пункт 10) до необходимой степени точности. На этом заканчивается внутренняя итерационная процедура.

14. Далее совершается переход к основной (внешней) итерационной процедуре.

I вариант расчета. В этом случае находится расчетная общая длина труб или нагревательных элементов:

$$L_p = \frac{1,25 Q_M}{k_L \Delta \bar{t}_{\text{лог}}}.$$

II вариант расчета. При этом определяется расчетная площадь поверхности теплообмена:

$$F_p = \frac{1,25 Q_M}{k \Delta \bar{t}_{\text{лог}}}.$$

В обоих вариантах 1,25 – коэффициент, учитывающий загрязнение поверхности теплообмена.

15. Погрешность расчета внешней итерации:

I вариант расчета

$$\varepsilon_L = \left| \frac{L - L_p}{L} \right|;$$

II вариант расчета

$$\varepsilon_F = \left| \frac{F - F_p}{F} \right|.$$

Если ε_L или $\varepsilon_F < 0,05$, то расчет закончен. Если это условие не выполняется и $L_p > L$ или $F_p > F$, то на следующей итерации значение $t_{2м}$ уменьшается на значение шага итераций h_t . В случае $L_p < L$ или $F_p < F$ значение $t_{2м}$ увеличивается на значение h_t . Шаг внешней итерационной процедуры h_t рекомендуется для подогревателей типа ПМР выбирать в пределах 1–2 °С.

Пример расчета подогревателя мазута марки ПМР-13-240.
Исходные данные: марка мазута – М 100; расход мазута $G_m = 0,08 \text{ м}^3/\text{с}$; начальная температура мазута $t_{1м} = 70 \text{ °С}$; номинальная конечная температура мазута $t_{2м} = 135 \text{ °С}$; давление греющего пара $P_{гр} = 1,6 \cdot 10^6 \text{ Па}$; температура насыщенного пара $t_n = 201,37 \text{ °С}$; плотность пара $\rho_n = 8,0766 \text{ кг/м}^3$; материал труб – сталь; теплопроводность материала труб $\lambda_{ст} = 46,5 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; геометрические характеристики аппарата: наружный диаметр труб, несущих оребрение $d_{1н} = 0,038 \text{ м}$; внутренний диаметр труб, несущих оребрение $d_{1вн} = 0,033 \text{ м}$; наружный диаметр наружных труб $d_{2н} = 0,089 \text{ м}$; внутренний диаметр наружных труб $d_{2вн} = 0,08 \text{ м}$; число ребер на трубе $z_p = 24$; высота ребра $h_p = 0,019 \text{ м}$; толщина ребра $\delta_p = 0,001 \text{ м}$; наружный диаметр трубы, по которой подается пар $d_{0н} = 0,015 \text{ м}$; внутренний диаметр корпуса $D_{вн} = 1,832 \text{ м}$; число ходов трубного пространства $z_t = 8$; число труб $n = 157$; длина труб $L = 3,7 \text{ м}$; теплофизические характеристики конденсата: плотность $\rho_k = 862 \text{ кг/м}^3$; теплопроводность $\lambda_k = 0,66 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; кинематическая вязкость $\nu_k = 0,16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; удельная теплота парообразования $r_k = 1933,6 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$.

Рассмотрим I вариант расчета (по длине нагревательных элементов L).

I. Чтобы найти $t_{2м}$ и L , задаемся шагом h_t внешней итерационной процедуры, исходя из приведенных выше рекомендаций: $h_t = 2 \text{ °С}$.

II. Начинаем внешнюю итерационную процедуру расчета.

1. Определяем среднюю температуру мазута $\bar{t}_m$, задавшись значением $t_{2м} = 140 \text{ °С}$:

$$\bar{t}_m = 0,5(t_{1м} + t_{2м}) = 0,5(70 + 140) = 105 \text{ °С}.$$

Выбор в первом приближении конечной температуры мазута $t_{2м} = 140 \text{ °С}$ производим по табл. 6.6 для подогревателя ПМР-13-240.

2. Находим теплофизические характеристики мазута при $\bar{t}_m = 105^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned}\rho_m &= [0,881 - 0,00304(t - 68)] \cdot 10^3 = \\ &= [0,881 - 0,00304(105 - 68)] \cdot 10^3 = 768,52 \text{ кг/м}^3; \\ \lambda_m &= 0,158 - 0,0002093(t - 20) = \\ &= 0,158 - 0,0002093(105 - 20) = 0,1401 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}; \\ c_{p_m} &= 1,7364 + 0,00251t = \\ &= 1,7364 + 0,00251 \cdot 105 = 1,9996 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}; \\ \nu_m &= \{\exp_{10}(\exp_{10}[9,8555 - 3,745 \lg(t + 273)]) - 0,8\} \cdot 10^{-6} = \\ &= \{\exp_{10}(\exp_{10}[9,8555 - 3,745 \lg(105 + 273)]) - 0,8\} \cdot 10^{-6} = \\ &= 3,86 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}; \\ \mu_m &= \nu_m \rho_m = 3,86 \cdot 10^{-5} \cdot 768,52 = 0,0296 \text{ Па} \cdot \text{с}.\end{aligned}$$

3. Тепловая производительность мазутоподогревателя

$$\begin{aligned}Q_m &= G_m \rho_m c_{p_m} (t_{2m} - t_{1m}) = \\ &= 0,08 \cdot 768,52 \cdot 1999,6(140 - 70) = 8\,605\,487,3296 \text{ Вт}.\end{aligned}$$

4. Задаемся коэффициентом потерь теплоты в окружающую среду $\eta_\Pi = 0,97$.

5. Находим расход греющего пара:

$$G_\Pi = \frac{Q_m}{r_k \eta_\Pi} = \frac{8\,605\,487,3296}{1933,6 \cdot 10^3 \cdot 0,97} = 4,5881 \text{ кг/с}.$$

6. Определяем количество пара, поступающего в межтрубное пространство и нагревательные элементы:

$$\begin{aligned}S_{m.тр} &= \frac{\pi}{4} (D_{вн}^2 - nd_{2н}^2) = \frac{3,14}{4} (1,832^2 - 157 \cdot 0,089^2) = 1,6592 \text{ м}^2; \\ S_k &= \frac{\pi n}{4} (d_{1вн}^2 - d_{0н}^2) = \frac{3,14 \cdot 157}{4} (0,033^2 - 0,015^2) = 0,1065 \text{ м}^2;\end{aligned}$$

$$G_{1\Pi} = \frac{G_\Pi S_{m.тр}}{S_{m.тр} + S_k} = \frac{4,5881 \cdot 1,6592}{1,6592 + 0,1065} = 4,3113 \text{ кг/с};$$

$$G_{2\Pi} = G_\Pi - G_{1\Pi} = 4,5881 - 4,3113 = 0,2768 \text{ кг/с}.$$

III. Начинаем внутреннюю итерационную процедуру расчета температуры стенки $t_{ст2}$.

1. Задаемся согласно приведенным выше рекомендациям значением температурного напора пар – стенка Δt_1 и находим $t_{ст1}$:

$$\Delta t_1 = 0;$$

$$t_{ст1} = t_n - \Delta t_1 = 201,37 - 0 = 201,37^\circ\text{C}.$$

2. Определяем коэффициент теплоотдачи конденсирующегося пара на наружной поверхности пучка труб:

$$\begin{aligned}\bar{\alpha}_{п1} &= 2,02\varepsilon\lambda_k\sqrt[3]{\frac{\rho_k^2 L n}{\mu_k G_{1п}}} = \\ &= 2,02 \cdot 0,6 \cdot 0,66\sqrt[3]{\frac{862^2 \cdot 3,7 \cdot 157}{1,37 \cdot 10^{-4} \cdot 4,3113}} = 7191,1491 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),\end{aligned}$$

где $\varepsilon = 0,6$, так как число труб $n > 100$; $\mu_k = \nu_k \rho_k = 0,16 \cdot 10^{-6} \cdot 862 = 1,37 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}$.

3. Рассчитаем коэффициент теплоотдачи конденсирующегося пара внутри гладких кольцевых каналов:

$$\begin{aligned}\bar{\alpha}_{п2} &= (3400 + 100W_{п})\sqrt[3]{1,21/L} = \\ &= (3400 + 100 \cdot 0,3217)\sqrt[3]{1,21/3,7} = 2364,6317 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),\end{aligned}$$

где скорость пара $W_{п} = G_{2п}/(\rho_{п}S_k) = 0,2768/(8,0766 \cdot 0,1065) = 0,3217 \text{ м/с}$.

4. Находим среднеинтегральное значение коэффициента теплоотдачи со стороны конденсирующегося пара:

$$\begin{aligned}\bar{\alpha}_{п} &= \frac{\bar{\alpha}_{п1}F_{н} + \bar{\alpha}_{п2}F_{вн}}{F_{н} + F_{вн}} = \\ &= \frac{7191,1491 \cdot 1,0345 + 2364,6317 \cdot 0,3836}{1,0345 + 0,3836} = 5885,6157 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),\end{aligned}$$

где $F_{н} = \pi d_{2н}L = 3,14 \cdot 0,089 \cdot 3,7 = 1,0345 \text{ м}^2$; $F_{вн} = \pi d_{2вн}L = 3,14 \cdot 0,08 \cdot 3,7 = 0,3836 \text{ м}^2$.

5. Находим значение температуры стенки со стороны мазута:

$$\begin{aligned}t_{ст2} &= t_{ст1} - \bar{\alpha}_{п}\Delta t_1(\delta_{ст}/\lambda_{ст}) = \\ &= 201,37 - 5885,6157 \cdot 0 \cdot (0,0025/46,5) = 201,37^\circ\text{С}.\end{aligned}$$

6. Определяем значение Δt_2 :

$$\Delta t_2 = t_{ст2} - \bar{t}_м = 201,37 - 105 = 96,37^\circ\text{С}.$$

7. Находим средний коэффициент теплоотдачи со стороны мазута:

$$\begin{aligned}\bar{\alpha}_м &= \frac{\lambda_м}{d_{1н}} 0,205 \text{Re}_м^{0,45} \text{Pr}_м^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_м}{\text{Pr}_{ст}} \right)^{0,25} = \\ &= \frac{0,1401}{0,038} \cdot 0,205 \cdot 329,62^{0,45} \cdot 422,86^{0,43} \left(\frac{422,86}{35,58} \right)^{0,25} = \\ &= 910,8111 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),\end{aligned}$$

где

$$Re_M = \frac{W_M d_{\text{ЭКВ}}}{\nu_M} = \frac{1,1862 \cdot 0,0107}{3,86 \cdot 10^{-5}} = 329,62;$$

$$d_{\text{ЭКВ}} = \frac{4f_M}{\Pi} = \frac{4 \cdot 0,0034}{1,2827} = 0,0107 \text{ м};$$

$$\begin{aligned} \Pi &= \pi(d_{2\text{ВН}} + d_{1\text{Н}}) + 2z_p h_p = \\ &= 3,14(0,08 + 0,038) + 2 \cdot 24 \cdot 0,019 = 1,2827 \text{ м}; \end{aligned}$$

$$W_M = \frac{G_M z_T}{n f_M} = \frac{0,08 \cdot 8}{157 \cdot 0,0034} = 1,1862 \text{ м/с};$$

$$\begin{aligned} f_M &= \frac{\pi(d_{2\text{ВН}}^2 - d_{1\text{Н}}^2)}{4} - z_p h_p \delta_p = \\ &= \frac{3,14}{4}(0,08^2 - 0,038^2) - 24 \cdot 0,019 \cdot 0,001 = 0,0034 \text{ м}^2; \end{aligned}$$

$$Pr_M = \mu_M c_{p_M} / \lambda_M = 0,0296 \cdot 1999,6 / 0,1401 = 422,86;$$

$$\begin{aligned} Pr_{CT} &= \nu_{M,CT} c_{p_{M,CT}} \rho_{M,CT} / \lambda_{M,CT} = \\ &= 4 \cdot 10^{-6} \cdot 2240 \cdot 475,56 / 0,12 = 35,58; \\ \rho_{M,CT} &= [0,881 - 0,00304(t_{CT2} - 68)] \cdot 10^3 = \\ &= [0,881 - 0,00304(201,37 - 68)] \cdot 10^3 = 475,56 \text{ кг/м}^3; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \lambda_{M,CT} &= 0,158 - 0,0002093(t_{CT2} - 20) = \\ &= 0,158 - 0,0002093(201,37 - 20) = 0,12 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} c_{p_{M,CT}} &= 1,7364 + 0,00251 t_{CT2} = \\ &= 1,7364 + 0,00251 \cdot 201,37 = 2,24 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \nu_{M,CT} &= \{\exp_{10}(\exp_{10}[9,8555 - 3,745 \lg(t_{CT2} + 273)]) - 0,8\} \cdot 10^{-6} = \\ &= \{\exp_{10}(\exp_{10}[9,8555 - 3,745 \lg(201,37 + 273)]) - 0,8\} \cdot 10^{-6} = \\ &= 4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}, \end{aligned}$$

где теплофизические характеристики мазута для числа Pr_{CT} вычислены по формулам, приведенным в предыдущем примере (подогреватель типа ПМ) при t_{CT2} , а для Re_M и Pr_M — по тем же формулам, но при температуре $\bar{t}_M$.

8. Определяем коэффициент теплопередачи, отнесенный к 1 пог. м. нагревательного элемента:

$$\begin{aligned} k_L &= \frac{\pi}{\left(\frac{1}{\alpha_{пр} d_{1Н} \varphi} + \frac{1}{2\lambda_{CT}} \ln \frac{d_{1Н}}{d_{1ВН}} + \frac{1}{\bar{\alpha}_{п} d_{1ВН}} \right)} = \\ &= \frac{\pi}{\frac{1}{329,0884 \cdot 0,038 \cdot 8,6394} + \frac{1}{2 \cdot 46,5} \ln \left(\frac{0,038}{0,033} \right) + \frac{1}{5885,6157 \cdot 0,033}} = \\ &= 197,3173 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}, \end{aligned}$$

где $\alpha_{\text{пр}} = \bar{\alpha}_m \eta_0 = 910,8111 \cdot 0,3613 = 329,0884 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$$\eta_0 = 1 - \frac{F_p}{F_{\Pi}}(1 - \eta_p) = 1 - \frac{3,4632}{3,9042}(1 - 0,2798) = 0,3613;$$

$$\eta_p = \frac{e^A - e^{-A}}{A(e^A + e^{-A})} = \frac{e^{3,5676} - e^{-3,5676}}{3,5676(e^{3,5676} + e^{-3,5676})} = 0,2798;$$

$$A = h_p \sqrt{\frac{0,9\bar{\alpha}_m}{\lambda_{\text{ст}}\delta_p/2}} = 0,019 \sqrt{\frac{0,9 \cdot 910,8111}{46,5 \cdot 0,001/2}} = 3,5676;$$

$$F_{\Pi} = F_p + F_{\text{гл}} = 3,4632 + 0,4417 = 3,9049 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{гл}} = \pi d_{1\text{н}} L = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 3,7 = 0,4417 \text{ м}^2;$$

$$F_p = z_p(2h_p + \delta_p)L = 24(2 \cdot 0,019 + 0,001) \cdot 3,7 = 3,4632 \text{ м}^2;$$

$$\varphi = \frac{\pi d_{1\text{н}} + 2z_p h_p}{\pi d_{1\text{н}}} = \frac{3,14 \cdot 0,038 + 2 \cdot 24 \cdot 0,019}{3,14 \cdot 0,038} = 8,6394.$$

9. Вычисляем $\Delta \bar{t}_{\text{лог}}$ и $\Delta t'_1$:

$$\Delta \bar{t}_{\text{лог}} = \frac{t_{2\text{м}} - t_{1\text{м}}}{\ln \left(\frac{t_{\text{н}} - t_{1\text{м}}}{t_{\text{н}} - t_{2\text{м}}} \right)} = \frac{140 - 70}{\ln \left(\frac{201,37 - 70}{201,37 - 140} \right)} = 91,9726^\circ\text{C};$$

$$\Delta t'_1 = \frac{k_L \Delta \bar{t}_{\text{лог}} L_{\text{об}}}{\pi D_{\text{н}} L n \bar{\alpha}_{\Pi}} = \frac{197,3173 \cdot 91,9726 \cdot 580,9}{3,14 \cdot 0,089 \cdot 3,7 \cdot 157 \cdot 5885,6157} = 11,0279^\circ\text{C},$$

где $L_{\text{об}} = Ln = 3,7 \cdot 157 = 580,9 \text{ м}$.

10. Погрешность расчета по первой внутренней итерации

$$\varepsilon_t = \left| \frac{\Delta t_1 - \Delta t'_1}{\Delta t'_1} \right| = \left| \frac{0 - 11,0279}{11,0279} \right| = 1 > 0,05.$$

Переходим ко второй внутренней итерации. При этом значению Δt_1 присваивается значение $\Delta t'_1$.

В данном примере состоялось две внутренние итерации. Результаты последней итерации следующие:

$$\bar{\alpha}_{\Pi} = 5885,6157 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \bar{\alpha}_m = 850,1812 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$k_L = 192,1294 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \Delta \bar{t}_{\text{лог}} = 91,9726^\circ\text{C};$$

$$\Delta t'_1 = 10,7379^\circ\text{C}; \varepsilon_t = 0,027.$$

IV. Возвращаемся во внешнюю итерацию и продолжаем расчеты.

1. Находим длину нагревательных элементов

$$L_p = \frac{1,25 Q_m}{k \Delta \bar{t}_{\text{лог}}} = \frac{1,25 \cdot 8\,605\,487,3296}{192,1294 \cdot 91,9726} = 608,7422 \text{ м}.$$

2. Погрешность расчета внешней итерации

$$\varepsilon_L = \left| \frac{L - L_p}{L} \right| = \left| \frac{580,9 - 608,7422}{580,9} \right| = 0,0479.$$

В данном примере состоялось только одна внешняя итерация.

Рассмотрим II вариант расчета (по площади F).

I. Чтобы найти $t_{2м}$ и F , задаемся шагом h_t итерационной процедуры, исходя из приведенных выше рекомендаций: $h_t = 2^\circ \text{C}$.

II. Начинаем внешнюю итерационную процедуру расчета.

1. Определяем среднюю температуру мазута $\bar{t}_м$, задавшись значением $t_{2м} = 163^\circ \text{C}$:

$$\bar{t}_м = 0,5(t_{1м} + t_{2м}) = 0,5(70 + 163) = 116,5^\circ \text{C}.$$

Выбор в первом приближении конечной температуры мазута $t_{2м} = 163^\circ \text{C}$ производим по табл. 6.7 для подогревателя ПМР-13-240.

2. Определяем теплофизические характеристики мазута при $\bar{t}_м = 116,5^\circ \text{C}$:

$$\rho_м = [0,881 - 0,00304(t - 68)] \cdot 10^3 =$$

$$= [0,881 - 0,00304(116,5 - 68)] \cdot 10^3 = 733,56 \text{ кг/м}^3;$$

$$\lambda_м = 0,158 - 0,0002093(t - 20) =$$

$$= 0,158 - 0,0002093(116,5 - 20) = 0,1377 \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)};$$

$$c_{рм} = 1,7364 + 0,00251t =$$

$$= 1,7364 + 0,00251 \cdot 116,5 = 2,0284 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)};$$

$$\nu_м = \{\exp_{10}(\exp_{10}[9,8555 - 3,745 \lg(t + 273)]) - 0,8\} \cdot 10^{-6} =$$

$$= \{\exp_{10}(\exp_{10}[9,855 - 3,745 \lg(116,5 + 273)]) - 0,8\} \cdot 10^{-6} =$$

$$= 2,58 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\mu_м = \nu_м \rho_м = 2,58 \cdot 10^{-5} \cdot 733,56 = 0,019 \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

3. Тепловая производительность мазутоподогревателя

$$Q_м = G_м \rho_м c_{рм} (t_{2м} - t_{1м}) =$$

$$= 0,08 \cdot 733,56 \cdot 2028,4(163 - 70) = 11\,070\,452,959 \text{ Вт}.$$

4. Задаемся коэффициентом потерь теплоты в окружающую среду $\eta_{п} = 0,97$.

5. Находим расход греющего пара:

$$G_{п} = \frac{Q_м}{r_k \eta_{п}} = \frac{11\,070\,452,959}{1933,6 \cdot 10^3 \cdot 0,97} = 5,9024 \text{ кг/с}.$$

6. Определяем количество пара, поступающего в межтрубное пространство и нагревательные элементы, используя полученные в I-м варианте расчета значения $S_{м.тр}$ и S_k :

$$G_{1п} = \frac{G_{п} S_{м.тр}}{S_{м.тр} + S_k} = \frac{5,9024 \cdot 1,6592}{1,6592 + 0,1065} = 5,5463 \text{ кг/с};$$

$$G_{2п} = G_{п} - G_{1п} = 5,9024 - 5,5463 = 0,3561 \text{ кг/с}.$$

III. Начинаем внутреннюю итерационную процедуру расчета температуры стенки $t_{ст2}$.

1. Задаемся согласно приведенным выше рекомендациям значением температурного напора пар – стенка Δt_1 и находим $t_{ст1}$:

$$\Delta t_1 = 0;$$

$$t_{ст1} = t_n - \Delta t_1 = 201,37 - 0 = 201,37^\circ\text{C}.$$

2. Определяем коэффициент теплоотдачи конденсирующегося пара на наружной поверхности пучка труб:

$$\begin{aligned}\bar{\alpha}_{п1} &= 2,02\varepsilon\lambda_k\sqrt[3]{\rho_k^2 L n / (\mu_k G_{1п})} = \\ &= 2,02 \cdot 0,6 \cdot 0,67 \sqrt[3]{862^2 \cdot 3,7 \cdot 157 / (1,376 \cdot 10^{-4} \cdot 5,5463)} = \\ &= 6612,4023 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}),\end{aligned}$$

где $\mu_k = \nu_k \rho_k = 0,16 \cdot 10^{-6} \cdot 862 = 1,376 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}$; $\varepsilon = 0,6$, так как число труб $n > 100$.

3. Рассчитаем коэффициент теплоотдачи конденсирующегося пара внутри гладких кольцевых каналов:

$$\begin{aligned}\bar{\alpha}_{п2} &= (3400 + 100W_{п})\sqrt[3]{1,21/L} = \\ &= (3400 + 100 \cdot 0,4139)(1,21/3,7)^{1/3} = 2370,9806 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}),\end{aligned}$$

где скорость пара $W_{п} = G_{2п}/(\rho_{п}S_k) = 0,3561/(8,0766 \cdot 0,1065) = 0,4139 \text{ м/с}$.

4. Находим среднеинтегральное значение коэффициента теплоотдачи со стороны конденсирующегося пара:

$$\begin{aligned}\bar{\alpha}_{п} &= \frac{\bar{\alpha}_{п1}F_{н} + \bar{\alpha}_{п2}F_{вн}}{F_{н} + F_{вн}} = \\ &= \frac{6612,4023 \cdot 1,0345 + 2370,9806 \cdot 0,3836}{1,0345 + 0,3836} = 5465,1325 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}),\end{aligned}$$

где используем $F_{н}$ и $F_{вн}$, полученные в I-м варианте расчета.

5. Находим среднее значение температуры стенки со стороны мазута:

$$\begin{aligned}t_{ст2} &= t_{ст1} - \bar{\alpha}_{п}\Delta t_1(\delta_{ст}/\lambda_{ст}) = \\ &= 201,37 - 5465,1325 \cdot 0 \cdot (0,0025/46,5) = 201,37^\circ\text{C},\end{aligned}$$

6. Находим средний коэффициент теплоотдачи со стороны мазута:

$$\begin{aligned}\bar{\alpha}_м &= \frac{\lambda_м}{d_{1н}} 0,205 \text{Re}_м^{0,45} \text{Pr}_м^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_м}{\text{Pr}_{ст}} \right)^{0,25} = \\ &= \frac{0,1377}{0,038} \cdot 0,205 \cdot 491,67^{0,45} \cdot 279,31^{0,43} \left(\frac{279,31}{35,58} \right)^{0,25} = \\ &= 808,2630 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}),\end{aligned}$$

где $Re_M = W_M d_{экв} / \nu_M = 1,1862 \cdot 0,0107 / (2,58 \cdot 10^{-5}) = 491,67$; значения $d_{экв}$ и W_M возьмем из I-го варианта расчета:

$$\begin{aligned}
 - Pr_M &= \nu_M \rho_M c_{p_M} / \lambda_M = 2,58 \cdot 10^{-5} \cdot 733,56 \cdot 2028,4 / 0,1377 = 279,31; \\
 Pr_{CT} &= \nu_{M,CT} \rho_{M,CT} c_{p_{M,CT}} / \lambda_{M,CT} = \\
 &= 4 \cdot 10^{-6} \cdot 2240 \cdot 475,56 / 0,12 = 35,58; \\
 \rho_{M,CT} &= [0,881 - 0,00304(t_{CT2} - 68)] \cdot 10^3 = \\
 &= [0,881 - 0,00304(201,37 - 68)] \cdot 10^3 = 475,56 \text{ кг/м}^3; \\
 \lambda_{M,CT} &= 0,158 - 0,0002093(t_{CT2} - 20) = \\
 &= 0,158 - 0,0002093(201,37 - 20) = 0,12 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}; \\
 c_{p_{M,CT}} &= 1,7364 + 0,00251t_{CT2} = \\
 &= 1,7364 + 0,00251 \cdot 201,37 = 2,24 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}; \\
 \nu_{M,CT} &= \{\exp_{10}(\exp_{10}[9,8555 - 3,745 \lg(t_{CT2} + 273)]) - 0,8\} \cdot 10^{-6} = \\
 &= \{\exp_{10}(\exp_{10}[9,8555 - 3,745 \lg(201,37 + 273)]) - 0,8\} \cdot 10^{-6} = \\
 &= 4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.
 \end{aligned}$$

7. Определяем коэффициент теплопередачи:

$$\begin{aligned}
 k &= \left(\frac{1}{\alpha_{пр}} + \frac{d_{1н}}{2\lambda_{CT}} \ln \left(\frac{d_{н}}{d_{вн}} \right) + \frac{F}{\bar{\alpha}_{II} F_0} \right)^{-1} = \\
 &= \left(\frac{1}{304,2088} + \frac{0,038}{2 \cdot 46,5} \ln \left(\frac{0,061}{0,059} \right) + \frac{761,5496}{5465,1325 \cdot 222,644} \right)^{-1} = \\
 &= 254,6661 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},
 \end{aligned}$$

где $\alpha_{пр} = \bar{\alpha}_M \eta_0 = 808,263 \cdot 0,3764 = 304,2088 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$;

$$\eta_0 = 1 - \frac{F_p}{F_{II}} (1 - \eta_p) = 1 - \frac{3,4632}{3,9049} (1 - 0,2968) = 0,3764;$$

$$\eta_p = \frac{e^A - e^{-A}}{A(e^A + e^{-A})} = \frac{e^{3,3608} - e^{-3,3608}}{3,3608(e^{3,3608} + e^{-3,3608})} = 0,2968;$$

$$A = h_p \sqrt{\frac{0,9\bar{\alpha}_M}{\lambda_{CT} \delta_{CT}/2}} = 0,019 \sqrt{\frac{0,9 \cdot 808,263}{46,5 \cdot 0,001/2}} = 3,3608;$$

$$F_0 = \pi(d_{2н} + d_{1вн})Ln = 3,14(0,089 + 0,033) \cdot 3,7 \cdot 157 = 222,644 \text{ м}^2;$$

$$d_{н} = 0,5(d_{2н} + d_{1вн}) = 0,5(0,089 + 0,033) = 0,061 \text{ м};$$

$$d_{вн} = 0,5(d_{2вн} + d_{1н}) = 0,5(0,08 + 0,038) = 0,059 \text{ м};$$

значения F_p и F_{II} возьмем из I-го варианта расчета

8. Вычисляем $\Delta \bar{t}_{лог}$ и $\Delta t'_1$:

$$\Delta \bar{t}_{лог} = \frac{t_{2M} - t_{1M}}{\ln \left(\frac{t_{н} - t_{1M}}{t_{н} - t_{2M}} \right)} = \frac{163 - 70}{\ln \left(\frac{201,37 - 70}{201,37 - 163} \right)} = 75,5642^\circ\text{C};$$

$$\Delta t'_1 = k \Delta \bar{t}_{\text{лог}} / \bar{\alpha}_{\text{п}} = 254,6661 \cdot 75,5642 / 5465,1325 = 3,5212^\circ\text{C}.$$

10. Погрешность расчета по первой внутренней итерации:

$$\varepsilon_t = \left| \frac{\Delta t_1 - \Delta t'_1}{\Delta t'_1} \right| = \left| \frac{0 - 3,5212}{3,5212} \right| = 1 > 0,05.$$

Переходим ко второй внутренней итерации, при этом значению Δt_1 присваивается значение $\Delta t'_1$.

В данном примере состоялось две внутренние итерации. Результаты последней итерации следующие:

$$\bar{\alpha}_{\text{п}} = 5465,1325 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \bar{\alpha}_{\text{м}} = 791,3589 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$k = 251,7259 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \Delta \bar{t}_{\text{лог}} = 75,5642^\circ\text{C};$$

$$\Delta t'_1 = 3,4805^\circ\text{C}; \varepsilon_t = 0,0117.$$

IV. Возвращаемся во внешнюю итерационную процедуру и продолжаем расчеты.

1. Находим площадь поверхности теплообмена

$$F_p = \frac{1,25 Q_{\text{м}}}{k \Delta \bar{t}_{\text{лог}}} = \frac{1,25 \cdot 11\,070\,452,959}{251,7259 \cdot 75,5642} = 727,4976 \text{ м}^2.$$

2. Погрешность расчета внешней итерации

$$\varepsilon_F = \left| \frac{F - F_p}{F} \right| = \left| \frac{761,5496 - 727,4976}{761,5496} \right| = 0,0619,$$

где $F = nL[\pi(d_{1\text{н}} + d_{2\text{н}}) + 2z_p h_p] = 157 \cdot 3,7[3,14(0,038 - 0,089) + 2 \cdot 24 \cdot 0,01] = 761,5496 \text{ м}^2$.

В данном примере состоялось только одна внешняя итерация.

Приведенные рекомендации по выбору шага итерации h_t , значений конечной температуры мазута $t_{2\text{м}}$ и температурного напора пар – стенка Δt_1 позволяют уменьшить число внешних и внутренних итераций. Следует обратить внимание, что приведенные результаты получены с помощью компьютера, а весь порядок расчета представлен в удобном и для машинного, и для ручного счета виде.

При расчетах с помощью калькулятора за счет округлений возникают различия в результатах вычислений, не превышающие, тем не менее, 5%.

Алгоритм расчета подогревателя мазута секционного типа. Исходными данными для расчета являются: марка мазута; расход мазута $G_{\text{м}}$, $\text{м}^3/\text{с}$; начальная температура мазута $t_{1\text{м}}$, $^\circ\text{C}$; номинальная конечная температура мазута $t_{2\text{м}}$, $^\circ\text{C}$; давление греющего пара $P_{\text{гр}}$, Па; температура насыщенного пара $t_{\text{н}}$, $^\circ\text{C}$; материал труб; теплопроводность материала труб $\lambda_{\text{ст}}$, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; геометрические параметры секции: число труб в одной секции n , шт.; наружный диаметр труб $d_{\text{н}}$,

Таблица 6.8

Значения коэффициентов для выбора в первом приближении температурного напора пар – стенка Δt_1 при замене подогревателей ПМ и ПМР на секционные мазутоподогреватели

Тип (марка) заменяемого мазутоподогревателя	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>
ПМР-64-15	7,8	-9,35	3,17	100
ПМР-64-30	7,8	-9,35	3,17	100
ПМР-13-60	7,8	-9,35	3,17	100
ПМ-40-15	2,67	-1,25	0,83	100
ПМ-40-30	2,67	1,25	0,83	100
ПМ-10-60	3,86	3,8	2	0

m ; внутренний диаметр труб $d_{\text{вн}}$, м; длина труб в секции L , м; теплофизические характеристики конденсата: плотность ρ_k , кг/м³; теплопроводность λ_k , Вт/(м·К); кинематическая вязкость ν_k , м²/с; удельная теплота парообразования r_k , Дж/кг.

1. Определяем среднюю температуру мазута в подогревателе $\bar{t}_m$ по (6.5) и теплофизические характеристики мазута при этой температуре по (6.6)–(6.9).

2. Находим суммарную теплопроизводительность подогревателя из набора стандартных секций по (6.2).

3. Задаемся значениями температурного напора пар – стенка Δt_1 и коэффициента потерь теплоты от набора секций в окружающую среду η_n . Выбор оптимального значения в первом приближении Δt_1 рекомендуется производить по формуле

$$(\Delta t_1)_0 = a + bP_{\text{гр}} + cP_{\text{гр}}^2 + dG_m,$$

где значения коэффициентов a , b , c и d приведены в табл. 6.8.

Рекомендуемая формула по структуре аналогична формулам для расчета теплофизических характеристик мазута и обеспечивает сходимость процесса в первой либо во второй итерациях.

4. Находим коэффициент теплоотдачи при конденсации греющего пара по (6.43).

5. Определяем температуру стенки трубы со стороны мазута по (6.13).

6. Находим средний коэффициент теплоотдачи со стороны мазута по (6.15).

7. Далее находится коэффициент теплопередачи по (6.21).

8. Уточняем значение температурного напора пар-стенка:

$$\Delta t'_1 = k\Delta \bar{t}_{\text{лог}}/\bar{\alpha}_n,$$

где средний логарифмический температурный напор рассчитывается по (6.10).

9. Определяем сходимость внутреннего итерационного процесса:

$$\varepsilon_t = \left| \frac{\Delta t_1 - \Delta t'_1}{\Delta t_1} \right|.$$

Если $\varepsilon_t \leq (0,03 \div 0,05)$, происходит переход к внешней итерационной процедуре, если $\varepsilon_t > (0,03 \div 0,05)$ то Δt_1 присваивается значение $\Delta t'_1$ и расчет повторяется, начиная с определения $t_{ст2}$. Таким образом, пункты с 5 по 9 составляют итерационный цикл расчета батареи из секционных подогревателей мазута. Следует отметить, что в данной методике расчета присутствует только один итерационный цикл в отличие от методик для подогревателей ПМ и ПМР.

10. Определяем расчетное значение суммарной площади необходимой поверхности теплообмена:

$$F_p = \frac{1,25 Q_m}{\Delta \bar{t}_{лог} k},$$

где 1,25 – коэффициент, учитывающий загрязнение поверхности теплообмена.

11. Находим необходимое число секций:

$$z_c = \left[\frac{F_p}{f} + 1 \right],$$

где $[]$ – операция взятия целой части от числа.

Если площадь поверхности теплообмена одной секции f по каким-то причинам неизвестна, то ее легко подсчитать:

$$f = \pi L d_{ср} n,$$

где $d_{ср}$ – средний диаметр трубы; $d_{ср} = d_n - \delta_{ст}$. Здесь толщина стенки труб $\delta_{ст} = 0,5(d_n - d_{вн})$.

Пример расчета батареи секционных подогревателей, заменяющих мазутоподогреватель ПМР-64-30. Исходные данные: марка мазута – М 100; расход мазута $G_m = 1 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}$; начальная температура мазута $t_{1м} = 70^\circ \text{С}$; номинальная конечная температура мазута $t_{2м} = 135^\circ \text{С}$; давление греющего пара $P_{гр} = 1,6 \cdot 10^6 \text{ Па}$; температура насыщенного пара $t_n = 201,37^\circ \text{С}$; материал труб – сталь; теплопроводность материала труб $\lambda_{ст} = 46,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; геометрические характеристики секции: число труб в одной секции $n = 12$; наружный диаметр труб $d_n = 0,038 \text{ м}$; внутренний диаметр труб $d_{вн} = 0,029 \text{ м}$; длина труб $L = 5 \text{ м}$; теплофизические характеристики конденсата: плотность $\rho_k = 862 \text{ кг}/\text{м}^3$; теплопроводность $\lambda_k = 0,65997 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; кинематическая вязкость $\nu_k = 0,16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; удельная теплота парообразования $r_k = 1,9336 \cdot 10^6 \text{ Дж}/\text{кг}$.

1. Определяем среднюю температуру мазута $\bar{t}_m$, используя номинальное значение $t_{2м}$:

$$\bar{t}_m = (t_{1м} + t_{2м})/2 = (70 + 135)/2 = 102,5^\circ \text{С}.$$

2. Определяем теплофизические характеристики мазута при $\bar{t}_m = 102,5^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned}\rho_m &= [0,881 - 0,00304(t - 68)] \cdot 10^3 = \\ &= [0,881 - 0,00304(102,5 - 68)] \cdot 10^3 = 776,12 \text{ кг/м}^3; \\ \lambda_m &= 0,158 - 0,0002093(t - 20) = \\ &= 0,158 - 0,0002093(102,5 - 20) = 0,1407 \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)}; \\ c_{pm} &= 1,7364 + 0,00251t = 1,7364 + 0,00251 \cdot 102,5 = \\ &= 1,993 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}; \\ \nu_m &= \{\exp_{10}(\exp_{10}[9,8555 - 3,745 \lg(t + 273)]) - 0,8\} \cdot 10^{-6} = \\ &= \{\exp_{10}(\exp_{10}[9,8555 - 3,745 \lg(102,5 + 273)]) - 0,8\} \cdot 10^{-6} = \\ &= 4,238 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}; \\ \mu_m &= \nu_m \rho_m = 4,238 \cdot 10^{-5} \cdot 776,12 = 3,289 \cdot 10^{-2} \text{ Па} \cdot \text{с};\end{aligned}$$

3. Тепловая производительность секционного мазутоподогревателя, состоящего из набора секций,

$$\begin{aligned}Q_m &= G_m \rho_m c_{pm} (t_{2m} - t_{1m}) = \\ &= 1 \cdot 10^{-2} \cdot 776,12 \cdot 1,993(135 - 70) = 1005563 \text{ Вт}.\end{aligned}$$

1. Начинаем внутреннюю итерационную процедуру расчета $t_{ст2}$.

1. Задаемся значением температурного напора пар – стенка Δt_1 согласно рекомендациям, приведенным в табл. 6.8:

$$\begin{aligned}\Delta t_1 &= 1,7^\circ\text{C}, \\ t_{ст1} &= t_n - \Delta t_1 = 201,37 - 1,7 = 199,67^\circ\text{C}.\end{aligned}$$

Задаемся коэффициентом потерь теплоты в окружающую среду: $\eta_n = 0,97$.

2. Находим коэффициент теплоотдачи со стороны пара:

$$\begin{aligned}\bar{\alpha}_n &= 0,728\varepsilon \left(\frac{\lambda_k^3 \rho_k^2 r_{kg}}{\mu_k \Delta t_1 d_{вн}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,728 \cdot 0,7 \left(\frac{0,65997^3 \cdot 862^2 \cdot 1,9336 \cdot 10^6 \cdot 9,8}{1,376 \cdot 10^{-4} \cdot 1,7 \cdot 0,029} \right)^{0,25} = \\ &= 13237,24 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)},\end{aligned}$$

где $\varepsilon = 0,7$, так как $n < 100$; $\mu_k = \nu_k \rho_k = 0,16 \cdot 10^{-6} \cdot 862 = 1,376 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}$.

3. Определяем значение температуры стенки трубы со стороны мазута:

$$\begin{aligned}t_{ст2} &= t_{ст1} - \bar{\alpha}_n \Delta t_1 (\delta_{ст} / \lambda_{ст}) = \\ &= 199,67 - 13237,24 \cdot 1,7(0,0045/46,5) = 197,492^\circ\text{C},\end{aligned}$$

где $\delta_{ст} = (d_{н} - d_{вн})/2 = (0,038 - 0,029)/2 = 0,0045$ м.

4. Определяем средний коэффициент теплоотдачи со стороны мазута:

$$\begin{aligned}\bar{\alpha}_м &= \frac{\lambda_м}{d_{вн}} 1,62 \left(Re_м Pr_м \frac{d_{вн}}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_м}{\mu_{ст}} \right)^{0,14} (1 + 0,015 Gr_м^{1/3}) = \\ &= \frac{0,1407}{0,029} 1,62 \left(863,39 \cdot 466,03 \frac{0,029}{5} \right)^{1/3} \times \\ &\times \left(\frac{3,289 \cdot 10^{-2}}{2,068 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,14} (1 + 0,015 \sqrt[3]{56743,55}) = 242,045 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),\end{aligned}$$

где

$$\mu_{ст} = \nu_{м.ст} \rho_{м.ст} = 4,24 \cdot 10^{-6} \cdot 487,343 = 2,068 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с};$$

$$\rho_{м.ст} = [0,881 - 0,00304(t_{ст2} - 68)] \cdot 10^3 =$$

$$= [0,881 - 0,00304(197,492 - 68)] \cdot 10^3 = 487,343 \text{ кг}/\text{м}^3;$$

$$\nu_{м.ст} = \{\exp_{10}(\exp_{10}[9,855 - 3,745 \lg(t_{ст2} + 273)]) - 0,8\} \cdot 10^{-6} =$$

$$= \{\exp_{10}(\exp_{10}[9,855 - 3,745 \lg(197,492 + 273)]) - 0,8\} \cdot 10^{-6} =$$

$$= 4,24 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$Re_м = W_м d_{вн} / \nu_м = 1,262 \cdot 0,029 / (4,238 \cdot 10^{-5}) = 863,39;$$

$$W_м = \frac{4G_м}{\pi d_{вн}^2 n} = \frac{4 \cdot 0,01}{3,14 \cdot 0,029^2 \cdot 12} = 1,262 \text{ м}/\text{с};$$

$$Pr_м = \nu_м \rho_м c_{p_м} / \lambda_м = 4,238 \cdot 10^{-5} \cdot 776,12 \cdot 1993 / 0,1407 = 466,03;$$

$$Gr_м = \beta_м g d_{вн}^3 \Delta t_2 / \nu_м^2 =$$

$$= 4,488 \cdot 10^{-3} \cdot 9,8 \cdot 0,029^3 \cdot 94,99 / (4,238^2 \cdot 10^{-10}) = 56743,55;$$

$$\beta_м = \frac{\rho_{1м} - \rho_{2м}}{\rho_{2м}(t_{2м} - t_{1м})} = \frac{874,92 - 677,32}{677,32(135 - 70)} = 4,488 \cdot 10^{-3} \text{ 1}/^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_2 = t_{ст2} - \bar{t}_м = 197,492 - 102,5 = 94,99^\circ\text{C}.$$

5. Находим коэффициент теплопередачи:

$$k = \left(\frac{1}{\bar{\alpha}_м} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\bar{\alpha}_п} \right)^{-1} =$$

$$= \left(\frac{1}{242,045} + \frac{0,0045}{46,5} + \frac{1}{13237,24} \right)^{-1} = 232,354 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

6. Вычисляем $\Delta \bar{t}_{лог}$ и $\Delta t'_1$:

$$\Delta \bar{t}_{лог} = \frac{t_{2м} - t_{1м}}{\ln \left(\frac{t_{н} - t_{1м}}{t_{н} - t_{2м}} \right)} =$$

$$= \frac{135 - 70}{\ln \left(\frac{201,37 - 70}{201,37 - 135} \right)} = 95,2^\circ\text{C};$$

$$\Delta t'_1 = k \Delta \bar{t}_{\log} / \bar{\alpha}_{\text{п}} = 232,354 \cdot 95,2 / 13\,237,24 = 1,671^\circ\text{C}.$$

7. Погрешность расчета итерационного цикла

$$\varepsilon_t = \left| \frac{\Delta t_1 - \Delta t'_1}{\Delta t_1} \right| = \left| \frac{1,7 - 1,671}{1,7} \right| = 1,7 \cdot 10^{-2} < 0,05.$$

Таким образом, в данном примере состоялась одна внутренняя итерация.

Выходим из итерационного цикла и продолжаем расчет.

4. Определяем площадь поверхности теплообмена:

$$F_p = \frac{1,25 Q_{\text{м}}}{\Delta t_{\log} k} = \frac{1,25 \cdot 1005563}{95,2 \cdot 232,354} = 56,824 \text{ м}^2.$$

5. Находим число секций z_c , исходя из полученного значения площади поверхности теплообмена:

$$z_c = [F_p / f + 1] = [56,824 / 6,31 + 1] = 10,$$

где $f = \pi L d_{\text{ср}} n = 3,14 \cdot 5 \cdot 0,0335 \cdot 12 = 6,31 \text{ м}^2$ – площадь поверхности теплообмена одной секции; $d_{\text{ср}} = d_{\text{н}} - \delta_{\text{ст}} = 0,038 - 0,0045 = 0,0335 \text{ м}$; $[]$ – операция взятия целой части от числа.

6. Определяем площадь полной поверхности теплообмена:

$$F = z_c f = 10 \cdot 6,31 = 63,1 \text{ м}^2$$

Приведенные выше рекомендации по выбору температурного напора пар – стенка Δt_1 позволяют уменьшить число итераций в цикле. Следует отметить, что приведенные результаты получены с помощью компьютера, и весь порядок расчета представлен в удобном и для машинного, и для ручного счета виде. При расчетах с помощью калькулятора за счет округлений возникают различия в результатах вычислений, не превышающие, тем не менее, 5%.

Алгоритм расчета подогревателя мазута типа ТТ. Исходными данными для расчета являются: марка мазута; расход мазута $G_{\text{м}}$, $\text{м}^3/\text{с}$; начальная температура мазута $t_{1\text{м}}$, $^\circ\text{C}$; номинальная конечная температура мазута $t_{2\text{м}}$, $^\circ\text{C}$; давление греющего пара $P_{\text{гр}}$, Па; температура насыщенного пара $t_{\text{н}}$, $^\circ\text{C}$; материал труб; теплопроводность материала труб $\lambda_{\text{ст}}$, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; геометрические характеристика секции: число труб в одном аппарате n , шт.; число параллельных потоков $n_{\text{п}}$, шт.; длина труб L , м; наружный диаметр кожуховых труб $d_{\text{н}}$, м; наружный диаметр теплообменных труб $d_{\text{вн}}$, м; толщина стенок теплообменных труб $\delta_{\text{ст}}$, м; теплофизические характеристики конденсата: плотность $\rho_{\text{к}}$, $\text{кг}/\text{м}^3$; теплопроводность $\lambda_{\text{к}}$, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; кинематическая вязкость $\nu_{\text{к}}$, $\text{м}^2/\text{с}$; удельная теплота парообразования $r_{\text{к}}$, $\text{Дж}/\text{кг}$.

1. Определяем среднюю температуру мазута $\bar{t}_m$:

$$\bar{t}_m = 0,5(t_{1m} + t_{2m})$$

и его теплофизические характеристики по (6.6)–(6.9) при этой температуре.

2. Находим теплопроизводительность мазутоподогревателя по (6.2).

3. Задаемся значениями температурного напора пар – стенка Δt_1 и коэффициента потерь теплоты в окружающую среду η_n . В первом приближении для внутреннего итерационного процесса $(\Delta t_1)_0$ следует выбирать из диапазона значений 0,8–1,5 °С, что обеспечивает сходимость процесса в первой, второй итерациях.

4. Находим коэффициент теплоотдачи при конденсации греющего пара по (6.43).

5. Определяем температуру стенки канала со стороны мазута по (6.13).

6. Находим средний коэффициент теплоотдачи со стороны мазута по (6.15), где все входящие в уравнения числа подобия определяются аналогично предыдущему случаю; $W_m = \frac{4G_m}{\pi(d_{вн} - 2\delta_{ст})^2 n_n}$ – средняя скорость течения мазута в подогревателе ТТ.

7. Определяем коэффициент теплопередачи по (6.21).

8. Уточняем значение температурного напора пар-стенка:

$$\Delta t'_1 = k\Delta \bar{t}_{лог} / \bar{\alpha}_n.$$

9. Определяем сходимость внутреннего итерационного процесса:

$$\varepsilon_t = \left| \frac{\Delta t_1 - \Delta t'_1}{\Delta t_1} \right|.$$

Как и в предыдущих случаях, если $\varepsilon_t \leq 0,03 \div 0,05$, расчет продолжается путем перехода к внешней итерационной процедуре. В обратном случае Δt_1 присваивается значение $\Delta t'_1$ и внутренняя итерация повторяется. При расчете по данной методике осуществляется только один итерационный цикл.

10. Определяем расчетное значение площади суммарной необходимой поверхности теплообмена:

$$F_p = 1,25Q_m / (k\Delta \bar{t}_{лог}),$$

где 1,25 – коэффициент, учитывающий загрязнение поверхности.

11. Находим необходимое число секций:

$$z_c = [F_p / f + 1],$$

где $[]$ – операция взятия целой части от числа.

Если площадь поверхности одной секции f неизвестна, то ее легко подсчитать:

$$f = \pi L d_{\text{ср}} n,$$

где $d_{\text{ср}} = d_{\text{вн}} - \delta_{\text{ст}}$ – средний диаметр трубы.

Пример расчета батареи многопоточных подогревателей мазута типа "труба в трубе" (ТТ-22-48/89), заменяющих мазутоподогреватель ПМ-10-120. Исходные данные: марка мазута – М 100; расход мазута $G_{\text{м}} = 0,041 \text{ м}^3/\text{с}$; начальная температура мазута $t_{1\text{м}} = 60^\circ \text{С}$; номинальная конечная температура мазута $t_{2\text{м}} = 115^\circ \text{С}$; давление греющего пара $P_{\text{гр}} = 1,3 \cdot 10^6 \text{ Па}$; температура насыщенного пара $t_{\text{н}} = 191,6^\circ \text{С}$; материал труб – сталь; теплопроводность стали $\lambda_{\text{ст}} = 46,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; геометрические характеристики аппарата: число труб в одном аппарате $n = 44$; число параллельных потоков $n_{\text{п}} = 22$; длина труб $L = 6 \text{ м}$; наружный диаметр кожуховых труб $d_{\text{н}} = 0,089 \text{ м}$; наружный диаметр теплообменных труб $d_{\text{вн}} = 0,048 \text{ м}$; толщина стенок теплообменных труб $\delta_{\text{ст}} = 0,004 \text{ м}$; теплофизические характеристики конденсата: плотность $\rho_{\text{к}} = 880 \text{ кг}/\text{м}^3$; теплопроводность $\lambda_{\text{к}} = 0,671 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; удельная теплота парообразования $r_{\text{к}} = 1971,3 \cdot 10^3 \text{ Дж}/\text{кг}$.

1. Определяем среднюю температуру мазута:

$$\bar{t}_{\text{м}} = 0,5(t_{1\text{м}} + t_{2\text{м}}) = 0,5(60 + 115) = 87,5^\circ \text{С}.$$

2. Определяем теплофизические характеристики мазута при $\bar{t}_{\text{м}} = 87,5^\circ \text{С}$:

$$\begin{aligned} \rho_{\text{м}} &= [0,881 - 0,00304(t - 68)] \cdot 10^3 = \\ &= [0,881 - 0,00304(87,5 - 68)] \cdot 10^3 = 821,7 \text{ кг}/\text{м}^3; \\ \lambda_{\text{м}} &= 0,158 - 0,0002093(t - 20) = \\ &= 0,158 - 0,0002093(87,5 - 20) = 0,144 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \\ c_{p\text{м}} &= 1,7364 + 0,00251t = 1,7364 + 0,00251 \cdot 87,5 = \\ &= 1,956 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}); \\ \nu_{\text{м}} &= \{\exp_{10}(\exp_{10}[9,8555 - 3,745 \lg(t + 273)]) - 0,8\} \cdot 10^{-6} = \\ &= \{\exp_{10}(\exp_{10}[9,8555 - 3,745 \lg(87,5 + 273)]) - 0,8\} \cdot 10^{-6} = \\ &= 7,9 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}; \\ \mu_{\text{м}} &= \nu_{\text{м}} \rho_{\text{м}} = 7,9 \cdot 10^{-5} \cdot 821,7 = 0,065 \text{ Па} \cdot \text{с}. \end{aligned}$$

3. Тепловая производительность подогревателя

$$\begin{aligned} Q_{\text{м}} &= G_{\text{м}} \rho_{\text{м}} c_{p\text{м}} (t_{2\text{м}} - t_{1\text{м}}) = \\ &= 0,041 \cdot 821,7 \cdot 1956(115 - 60) = 3,6 \cdot 10^6 \text{ Вт}. \end{aligned}$$

1. Начинаем внутреннюю итерационную процедуру расчета температуры стенки $t_{\text{ст}2}$.

1. Задаемся согласно приведенным выше рекомендациям значением температурного напора пар – стенка Δt_1 и находим t_{ct1} :

$$\Delta t_1 = 1^\circ\text{C},$$

$$t_{ct1} = t_n - \Delta t_1 = 191,6 - 1 = 190,6^\circ\text{C}.$$

2. Находим коэффициент теплоотдачи со стороны пара:

$$\begin{aligned}\bar{\alpha}_\Pi &= 0,728 \left(\frac{\rho_\kappa^2 \lambda_\kappa^3 t_\kappa g}{\mu_\kappa \Delta t_1 d_{\text{вн}}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,728 \left(\frac{880^2 \cdot 0,671^3 \cdot 1971,3 \cdot 10^3 \cdot 9,8}{1,24 \cdot 10^{-4} \cdot 0,048} \right)^{0,25} = 21\,478 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),\end{aligned}$$

где $\mu_\kappa = \nu_\kappa \rho_\kappa = 0,141 \cdot 10^{-6} \cdot 880 = 1,24 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}$.

3. Определяем значение температуры стенки канала со стороны мазута:

$$\begin{aligned}t_{ct2} &= t_{ct1} - \bar{\alpha}_\Pi \Delta t_1 (\delta_{ct} / \lambda_{ct}) = \\ &= 190,5 - 21\,478 \cdot 1(0,004/46,5) = 189^\circ\text{C}.\end{aligned}$$

4. Вычисляем средний коэффициент теплоотдачи со стороны мазута:

$$\begin{aligned}\bar{\alpha}_\text{м} &= \frac{\lambda_\text{м}}{d_1} 1,62 \left(\text{Re}_\text{м} \text{Pr}_\text{м} \frac{d_1}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_\text{м}}{\mu_{ct}} \right)^{0,14} \left(1 + 0,015 \text{Gr}_\text{м}^{1/3} \right) = \\ &= \frac{0,1433}{0,04} \cdot 1,62 \left(738 \cdot 889 \frac{0,04}{6} \right)^{1/3} \times \\ &\times \left(\frac{0,065}{0,00249} \right)^{0,14} (1 + 0,015 \cdot 41\,333^{1/3}) = 228,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),\end{aligned}$$

где $d_1 = d_{\text{вн}} - 2\delta_{ct} = 0,048 - 2 \cdot 0,004 = 0,04$ – внутренний диаметр теплообменной трубы;

$$\begin{aligned}\text{Gr}_\text{м} &= \beta_\text{м} g d_1^3 \Delta t_2 / \nu_\text{м}^2 = \\ &= 0,004 \cdot 9,8 \cdot (0,04)^3 \cdot 101,5 / (7,9 \cdot 10^{-5})^2 = 41\,333; \\ \beta_\text{м} &= \frac{\rho_{1\text{м}} - \rho_{2\text{м}}}{\rho_{2\text{м}}(t_{2\text{м}} - t_{1\text{м}})} = \frac{905,32 - 732,12}{732,12(115 - 60)} = 0,004 \text{ 1}/^\circ\text{C}; \\ \text{Pr}_\text{м} &= \nu_\text{м} c_{p\text{м}} \rho_\text{м} / \lambda_\text{м} = 7,9 \cdot 10^{-5} \cdot 1956 \cdot 821,7 / 0,144 = 889; \\ \text{Re}_\text{м} &= W_\text{м} d_1 / \nu_\text{м} = 1,47 \cdot 0,04 / (7,9 \cdot 10^{-5}) = 738; \\ W_\text{м} &= \frac{4G_\text{м}}{\pi d_1^2 n_\Pi} = \frac{4 \cdot 0,041}{813,8 \cdot 3,14 \cdot (0,04)^2 \cdot 22} = 1,47 \text{ м/с}\end{aligned}$$

– средняя скорость течения мазута в подогревателе ТТ-22-48/89;

$$\Delta t_2 = t_{ct2} - \bar{t}_\text{м} = 189 - 87,5 = 101,5^\circ\text{C};$$

$$\begin{aligned}\mu_{\text{CT}} &= \nu_{\text{M,CT}} \rho_{\text{M,CT}} = 4,85 \cdot 10^{-6} \cdot 513,16 = 2,49 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}; \\ \rho_{\text{M,CT}} &= [0,881 - 0,00304(t_{\text{CT2}} - 68)] \cdot 10^3 = \\ &= [0,881 - 0,00304(189 - 68)] \cdot 10^3 = 513,16 \text{ кг/м}^3; \\ \nu_{\text{M,CT}} &= \{\exp_{10}(\exp_{10}[9,8555 - 3,745 \lg(t_{\text{CT2}} + 273)]) - 0,8\} \cdot 10^{-6} = \\ &= \{\exp_{10}(\exp_{10}[9,8555 - 3,745 \lg(189 + 273)]) - 0,8\} \cdot 10^{-6} = \\ &= 4,85 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};\end{aligned}$$

5. Находим коэффициент теплопередачи:

$$\begin{aligned}k &= \left(\frac{1}{\bar{\alpha}_{\text{M}}} + \frac{\delta_{\text{CT}}}{\lambda_{\text{CT}}} + \frac{1}{\bar{\alpha}_{\text{П}}} \right)^{-1} = \\ &= \left(\frac{1}{228,4} + \frac{0,004}{46,5} + \frac{1}{21478} \right)^{-1} = 222 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.\end{aligned}$$

6. Вычисляем $\Delta \bar{t}_{\text{лог}}$ и $\Delta t'_1$:

$$\begin{aligned}\Delta \bar{t}_{\text{лог}} &= \frac{t_{2\text{M}} - t_{1\text{M}}}{\ln \left(\frac{t_{\text{H}} - t_{1\text{M}}}{t_{\text{H}} - t_{2\text{M}}} \right)} = \frac{115 - 60}{\ln \left(\frac{191,6 - 60}{191,6 - 115} \right)} = 101,6^\circ\text{C}; \\ \Delta t'_1 &= k \Delta \bar{t}_{\text{лог}} / \bar{\alpha}_{\text{П}} = 222 \cdot 101,6 / 21478 = 1,05^\circ\text{C}.\end{aligned}$$

7. Погрешность расчета по первой внутренней итерации

$$\varepsilon_t = \left| \frac{\Delta t_1 - \Delta t'_1}{\Delta t_1} \right| = \left| \frac{1 - 1,05}{1} \right| = 0,049 < 0,05.$$

Всего состоялась одна внутренняя итерация.

II. Выходим из внутреннего итерационного цикла и продолжаем расчет.

4. Определяем площадь поверхности теплообмена:

$$F_{\text{P}} = \frac{1,25 Q_{\text{M}}}{\Delta \bar{t}_{\text{лог}} k} = \frac{1,25 \cdot 3,6 \cdot 10^6}{101,6 \cdot 222} = 199 \text{ м}^2.$$

5. Определяем число секций $z_{\text{с}}$, исходя из полученного значения площади поверхности:

$$z_{\text{с}} = [F_{\text{P}} / f + 1] = [119 / 36,5 + 1] = 6,$$

где $f = \pi L d_{\text{ср}} n = 3,14 \cdot 6 \cdot 0,044 \cdot 44 = 36,5 \text{ м}^2$ – площадь поверхности теплообмена одной секции; $d_{\text{ср}} = d_{\text{вн}} - \delta_{\text{СТ}} = 0,048 - 0,004 = 0,044 \text{ м}$:
[] – операция взятия целой части от числа.

6. Определяем площадь полной поверхности теплообмена:

$$F = z_{\text{с}} f = 6 \cdot 36,5 = 219 \text{ м}^2$$

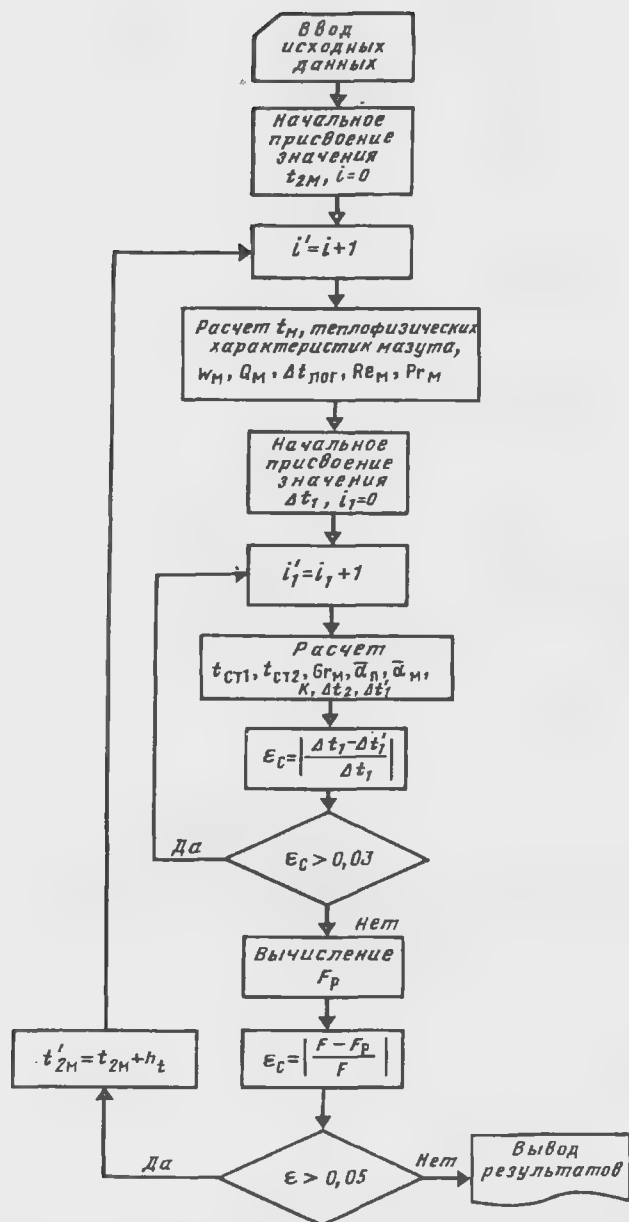


Рис. 6.18. Структурная схема алгоритма поверочного расчета мазутоподогревателей

Приведенные рекомендации по выбору шага итераций h_t , значений конечной температуры мазута t_{2m} и температурного напора пар – стенка Δt_1 позволяют уменьшить число внешних и внутренних итераций. Следует обратить внимание, что приведенные результаты получены с помощью компьютера, и весь порядок расчета представлен в удобном для машинного и ручного счета виде. При расчетах с помощью калькулятора за счет округлений возникают различия в результатах вычислений, не превышающие, тем не менее, 5%.

В целом алгоритм поверочного расчета всех конструкций подогревателей мазута, как видно из приведенных примеров, построен одинаково (см. рис. 6.18).

На рис. 6.18. приведена общая для всех мазутоподогревателей структурная схема алгоритма поверочного расчета с одной внешней и одной внутренней итерационными процедурами.

Имеет смысл сказать несколько слов о сходимости итерационных процедур, приведенных в примерах и на рис. 6.18.

Легко доказать, что сходимость итерационных процедур будет обеспечена независимо от способа выбора первого приближения при условии, что площадь поверхности теплообмена в первом приближении будет получена заведомо больше требуемой. При этом все последующие итерации должны давать постепенное приближение значения F_p к требуемому.

ГЛАВА 7

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ТЭС

7.1. Значение интенсификации теплообмена

Энергетическая программа страны предусматривает: проведение активной энергосберегающей политики во всех отраслях народного хозяйства на базе ускоренного научно-технического прогресса, экономию энергии, топлива и других природных ресурсов, совершенствование и внедрение энергосберегающего оборудования, снижение его материалоемкости, повышение эффективности и надежности работы, охрану окружающей среды. Особое значение эти основные положения имеют для проектирования и реконструкции ТЭС, объектов промышленной теплоэнергетики, систем теплоснабжения и энергооборудования.

Решение поставленных задач применительно к теплообменному оборудованию в значительной мере обеспечивается интенсификацией теплообменных процессов. Современная тенденция развития энергетики – укрупнение теплообменников. Например, трубная система воздухоподогревателя энергоблока мощностью 800 МВт канско-ачинского угля име-

ет массу 2500 т. Конденсатор паровой турбины К-800-240-4 состоит из двух корпусов, общая площадь поверхности теплообмена их $41\,200\text{ м}^2$, длина одного корпуса 12 м.

Расход охлаждающей воды через конденсатор составляет $73\,000\text{ м}^3/\text{ч}$, масса его – 1100 т, масса трубной системы – 366 т. Корпус конденсатора при транспортировке делится на отдельные блоки, которые свариваются при монтаже турбины. На привод циркуляционных насосов, прокачивающих охлаждающую воду через конденсатор, затрачивается до 1% мощности энергоблока. Мощность, необходимая для прокачивания теплоносителей через все теплообменники ТЭС (затраты на собственные нужды), достигает 10% общей мощности станции. Очевидно, что изготовление таких теплообменников и прокачивание теплоносителей через них требует больших затрат природных ресурсов (топлива, руд металлов, нерудных ископаемых, кислорода атмосферного воздуха). При этом эксплуатация теплообменного оборудования сопровождается загрязнением окружающей среды.

Следовательно, экономически и экологически весьма важно техническое совершенствование теплообменников, позволяющее уменьшать их габариты (снижать металлоемкость), сокращать мощность, затрачиваемую на прокачивание, повышать ресурс и мощность работы, уменьшать вредное воздействие на окружающую среду.

Интенсификация теплообмена увеличивает количество теплоты, передаваемое через единицу площади теплообменной поверхности, и способствует уменьшению габаритов теплообменника при неизменной или меньшей мощности прокачивания. При интенсификации теплообмена экономия материалов достигается не только за счет снижения габаритов теплообменника, но и за счет его компактности (увеличения площади теплообмена в единице объема). В современной энергетике компактность теплообменников достигает $150\text{ м}^2/\text{м}^3$ при изготовлении их из труб диаметром 12–40 мм. Уменьшение диаметра труб до 6 мм позволяет достигать компактности $250\text{ м}^2/\text{м}^3$, в пластинчато-ребристых теплообменниках можно получить компактность $6000\text{ м}^2/\text{м}^3$ и более. Однако показатели технических объектов значительно уступают показателям биологических систем, например, компактность легких человека составляет $17\,500\text{ м}^2/\text{м}^3$ и более. Следовательно, при разработке теплообменников существуют широкие перспективы их усовершенствования, а основным инструментом является интенсификация теплообмена.

Повышение технического уровня теплообменного оборудования посредством интенсификации теплообмена улучшает общие характеристики теплоэнергетических установок. На настоящем этапе развития энергетики при использовании современных конструкционных сталей возможности повышения тепловой экономичности паротурбинных установок (ПТУ) и другого оборудования путем совершенствования тепловой схемы, повышения начальных параметров пара и КПД турбин и

котлов практически исчерпаны. Снижение удельного расхода топлива существенно зависит от совершенства вспомогательного (теплообменного) оборудования энергоустановок. Поэтому интенсификация теплообмена служит мощным средством повышения эффективности не только теплообменного оборудования, но и теплоэнергетической установки в целом.

7.2. Физические основы и понятия интенсификации теплообмена

Интенсивность процесса теплообмена определяется отношением количества передаваемой теплоты к параметрам, характеризующим движущую силу процесса и его основные размеры. Под движущей силой процесса теплообмена понимают разность температур. Для теплообменных аппаратов интенсивность теплообмена определяется отношением тепловой нагрузки (или производительности) аппарата к температурному напору и площади поверхности теплообмена.

Количество теплоты, передаваемое в единицу времени от горячей среды к холодной, пропорционально разности температур и площади поверхности теплопередающей стенки :

$$Q = kF(\bar{t}_1 - \bar{t}_2). \quad (7.1)$$

Коэффициент пропорциональности k определяет количество теплоты, которое передается через единицу площади поверхности теплообмена от горячей среды к холодной в единицу времени при разности температурного напора, равной одному градусу. Эта величина характеризует общую интенсивность процесса теплопередачи через стенку и называется *коэффициентом теплопередачи*. Выражение (7.1) получено в предположении постоянства температур рабочих сред вдоль всей стенки.

Запишем в самом общем виде уравнение для расчета коэффициента теплопередачи:

$$k = (1/\alpha_1 + \delta_1/\lambda_1 + \delta_{ст}/\lambda_{ст} + \delta_2/\lambda_2 + 1/\alpha_2)^{-1}, \quad (7.2)$$

где α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи от греющей (охлаждающей) среды к стенке и от стенки к нагреваемой (охлаждаемой) среде, Вт/(м² · К); $\delta_1, \delta_2, \delta_{ст}$ – толщины, соответственно, слоев отложений на стенке со стороны греющей (охлаждающей) и нагреваемой (охлаждаемой) сред и стенки, м; $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_{ст}$ – теплопроводности, соответственно, отложений на стенках со стороны греющей (охлаждающей) и нагреваемой (охлаждаемой) сред и стенки, Вт/(м · К).

Как видно из уравнения (7.2) коэффициенты теплопередачи, или степень интенсивности теплообмена зависят в значительной мере от наибольшего из термических сопротивлений. Следовательно, для интенсификации процесса теплопередачи, необходимо прежде всего умень-

шать термическое сопротивление с той стороны, с которой оно является наибольшим. Или, другими словами, для интенсификации процесса теплообмена необходимо прежде всего увеличивать наименьший коэффициент теплоотдачи.

Записав уравнение теплопередачи (7.1) через плотность интенсивности потока (удельный теплосъем)

$$Q = q_F F, \quad (7.3)$$

где

$$q_F = k \Delta t, \quad (7.4)$$

увидим, что чем больше q_F , тем больше производительность аппарата при одной и той же поверхности и тем меньшая поверхность требуется для обеспечения одной и той же тепловой нагрузки. Таким образом, задача интенсификации теплообменных аппаратов сводится к увеличению удельного теплосъема.

Из (7.4) видно, что q_F можно увеличить путем повышения Δt и k . Увеличение разности температур в аппарате всегда связано с повышением внешней необратимости процессов теплообмена и возрастанием энергетических потерь. Целесообразность такого пути интенсификации аппарата должна решаться в каждом конкретном случае на основе технико-экономического анализа.

Более высокий коэффициент теплопередачи можно получить путем увеличения коэффициентов теплоотдачи. При этом надо иметь в виду, что численное значение k определяется значением меньшего коэффициента теплоотдачи. При большом различии между α_1 и α_2 коэффициент теплопередачи всегда ниже меньшего α . Таким образом, увеличение k и интенсификация теплообмена в аппарате достигается: при $\alpha_1 \ll \alpha_2$ или $\alpha_2 \ll \alpha_1$ путем увеличения меньшего коэффициента теплоотдачи; при $\alpha_1 \approx \alpha_2$ путем увеличения обоих коэффициентов, либо одного из них.

Коэффициент теплопередачи снижается с увеличением толщины стенки, с уменьшением ее теплопроводности, а также с ростом толщины слоев отложений на ней и снижением теплопроводности.

Если не проводить своевременной очистки поверхности теплообмена от загрязнений, то тепловая производительность аппарата быстро снижается и технологический режим будет нарушен. Восстановить его можно увеличением расхода рабочей среды и температурного напора, однако это экономически невыгодно, а во многих случаях просто нереализуемо на практике.

Рассмотрим пути интенсификации процесса теплоотдачи. Согласно теории гидродинамического пограничного слоя теплоотдача от жидкости или газа к твердой стенке, или наоборот, происходит в тонком пристенном слое путем теплопроводности. Интенсивность процесса тепло-

отдачи определяется коэффициентом теплоотдачи, Вт/(м² · К) :

$$\alpha = \frac{Q}{F(\bar{t}_1 - \bar{t}_{\text{ст}})}. \quad (7.5)$$

Коэффициент теплоотдачи является сложной величиной, зависящей от физических свойств рабочей среды, скорости ее движения, геометрических размеров канала и формы теплопередающей стенки. Обычно физические свойства рабочих сред и температурный режим бывают известны из исходных данных для расчета теплоотдачи. Таким образом, влиять на интенсивность теплоотдачи можно изменением геометрических размеров каналов, скорости движения рабочей среды и формы поверхности теплообмена.

Известен простой путь интенсификации теплообмена посредством увеличения скорости движения рабочих сред в каналах аппарата. Однако при этом способе быстро растут гидравлические сопротивления, а следовательно и затраты энергии на привод насосов, в силу чего дальнейшая интенсификация теплообмена таким путем становится экономически невыгодной. Убедиться в этом легко, проанализировав известные уравнения теплоотдачи и гидравлических сопротивлений при турбулентном движении жидкости в трубном теплообменнике [24]:

$$(\overline{Nu}) = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43}, \quad (7.6)$$

$$\Delta P = \xi l/d + \sum \xi_m \rho w^2/2, \quad (7.7)$$

где $\overline{Nu}$, Re , Pr – числа, соответственно, Нуссельта, Рейнольдса, Прандтля; ΔP – гидравлическое сопротивление теплообменного аппарата со стороны рабочей среды, w , ρ – скорость и плотность рабочей среды; l , d – длина и диаметр канала; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления; $\sum \xi_m$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений.

Задавая ряд значений скорости потока рабочей среды в каналах при прочих постоянных исходных данных в (7.6) и (7.7), находим

$$\alpha = A_1 w^{0,8},$$

$$\Delta P = A_2 w^{1,75},$$

где A_1 , A_2 – коэффициенты пропорциональности.

Увеличение в 2 раза скорости потока дает рост теплоотдачи в 1,75 раза, а гидравлического сопротивления – в 3,4 раза. Таким образом, нельзя рассматривать интенсификацию теплообмена изолированно от затрат энергии. Определяющим критерием является эффективность процесса теплообмена при заданном (одинаковом для сопоставляемых вариантов) уровне энергозатрат на перекачивание рабочих сред через аппарат.

Особую остроту приобретает задача интенсификации теплообмена при использовании газообразных рабочих сред, для которых характерны пониженная интенсивность обменных процессов и высокие энергозатраты на преодоление гидравлических сопротивлений при прокачивании.

Аналогичная картина наблюдается и в процессах теплообмена при течениях высоковязких сред, где также велики затраты энергии на прокачку жидкости и малы значения чисел Нуссельта.

Уменьшение толщины теплопередающей стенки и повышение ее теплопроводности, а также предотвращение отложений загрязнений на ней также являются очевидными способами интенсификации теплообмена.

В типичных для практики случаях основной целью является получение более высокой интенсивности теплообмена при экономически обоснованном уровне затрат энергии на преодоление гидравлических сопротивлений. Только совместный анализ интенсивности теплообмена и расходуемой мощности дает рациональное основание для оценки полученных результатов.

Таким образом, в настоящее время под *интенсификацией теплообмена* принято понимать суммарный эффект увеличения интенсивности теплоотдачи (теплопередачи) при заданных уровнях энергозатрат и начальных и конечных температурах рабочих сред.

К настоящему времени разработаны и исследуются самые различные методы интенсификации теплообмена. Принципиально их классифицируют на две категории: 1) активные методы, к которым можно отнести: механическое воздействие на поверхность теплообмена (вращение или вибрация поверхности, перемешивание жидкости и т.п.); воздействие на поток электрическим, магнитным или акустическим полями, пульсацией давления, вдув или отсос рабочей среды через пористую поверхность; использование эффекта поверхностного натяжения, наложения электростатического поля, капельной конденсации, добавки в жидкость твердых частиц или газовых пузырьков и т.п.; 2) пассивные методы, в основе которых лежит влияние на поток формы поверхности теплообмена. К ним можно отнести применение вставных интенсификаторов (винтовых, локальных и пластинчатых закручивателей потока).

Методы интенсификации конвективного теплообмена, относящиеся ко второй категории, можно условно разделить, в свою очередь, на две основные группы: придание потоку жидкости вращательно-поступательного движения; разрушение пристенных слоев жидкости.

Выбор метода интенсификации безусловно определяется рядом условий. Из них важнейшие: не превышение допустимых гидравлических потерь и энергетических затрат; соответствие критериям безотказной работы (прочность, эрозия, коррозия и т.п.); обеспечение минимума отложений на поверхности нагрева; технологичность и дешевизна изготовления интенсифицированной теплообменной поверхности.

Разумеется, выбор метода интенсификации теплообмена в каждом случае индивидуален и определяется назначением аппарата, его конструкцией, свойствами рабочего тела и тому подобными факторами.

7.3. Методы оценок эффективности способов интенсификации теплообмена

Конечной целью применения какого-либо метода интенсификации конвективного теплообмена является построение аппарата с наименьшей площадью поверхности теплопередачи или с минимальным температурным напором при наименьших затратах мощности на прокачку жидкости. Так как применение любого из известных методов сопровождается, помимо роста теплоотдачи также и ростом гидравлического сопротивления, увеличивающего затраты мощности на прокачку жидкости, то одним из основных показателей аппарата является эффективность его конвективных поверхностей.

Часто эффективность различных форм конвективных поверхностей принято оценивать при помощи, энергетической эффективности

$$\bar{\alpha} = f(N_o), \quad (7.8)$$

где $\bar{\alpha}$ – коэффициент теплоотдачи при данных условиях омывания поверхности; N_o – энергия, затраченная за единицу времени на перемещение омывающей среды, отнесенная к 1 м^2 площади поверхности.

Однако энергетическая эффективность, рассчитанная в виде (7.8), должна определяться для каждой формы поверхности при одинаковых средних температурах потока рабочей среды. Это практически исключает возможность ее применения для сравнительной оценки известных методов интенсификации по данным различных авторов.

Совершенство теплообменного аппарата и реализуемого в нем способа интенсификации конвективного теплообмена при вынужденном движении рабочих сред характеризуется энергетическим коэффициентом, представляющим собой отношение теплоты Q , переданной в аппарате, и энергозатрат N на преодоление гидравлических сопротивлений:

$$E_o = Q/N. \quad (7.9)$$

Понятие энергетического коэффициента было предложено в 40-х годах академ. М.В. Кирпичевым. Установлено, что при оценке способа интенсификации теплообмена на поверхностях различных конструкций, температурный напор не играет роли и может приниматься равным единице. Чем больше значение коэффициента E_o , тем лучше способ интенсификации теплообмена и конструкция аппарата. Однако сравнительно простая зависимость (7.9) не получила практического применения.

Дальнейшее развитие эта идея нашла в работе Л.М. Коваленко [24], где вводится понятие теплоэнергетической эффективности

$$E_o = Q/N = \bar{\alpha}/N_o. \quad (7.10)$$

Из (7.10) видно, что интенсивность процесса теплоотдачи связана с энергозатратами на преодоление гидравлических сопротивлений функциональной зависимостью (7.8). Коэффициент теплоэнергетической эффективности характеризует отношение двух видов энергии – удельного теплосъема $\bar{\alpha}\Delta t_1$ и удельных энергозатрат на преодоление гидравлических сопротивлений N_o на единице площади поверхности теплообмена в данной конструкции при прочих равных условиях. Другими словами, коэффициент теплоэнергетической эффективности определяет основное качество поверхности теплообмена – сколько передается теплоты при разности температур, равной 1°C , затратах энергии на движение рабочей среды 1 Вт при обтекании 1 м^2 площади теплообмена. Это показатель энергоемкости теплового и гидромеханического процессов при интенсификации теплообмена в аппарате данной конструкции.

Для решения уравнения $\bar{\alpha} = f(N_o)$, в котором коэффициент теплоэнергетической эффективности E_o был бы постоянным при различных скоростях и при любых определяющих размерах канала, существуют два способа – графический и аналитический (подробно с ними можно ознакомиться в [24]).

Сравнение энергетической эффективности различных видов шероховатых труб в виде таблицы выполнено В.К.Мигаем для сред с числом $Pr < 1$ (табл. 7.1). Здесь используются общепринятые обозначения. Подробные ссылки на литературные источники для табл. 7.1 приведены в [22].

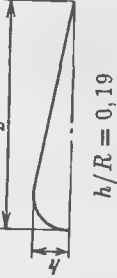
Для сопоставления тепловой эффективности различных по конструкции интенсификаторов на основании экспериментов, проведенных разными авторами при различных средних температурах потока среды и диапазонах чисел Рейнольдса и Прандтля, возможно использование соотношения

$$\overline{Nu}/\overline{Nu}_0 = f(Re), \quad (7.11)$$

где индекс "0" означает гладкую поверхность теплообмена. Зависимость (7.11) характеризует увеличение коэффициента теплоотдачи в трубе с интенсификатором по сравнению с коэффициентом теплоотдачи в гладкой трубе.

На рис. 7.1 представлены результаты обработки опытных данных различных авторов в виде зависимости $\overline{Nu}/\overline{Nu}_0$ от числа Re , при этом значения чисел Нуссельта были приведены к числам Рейнольдса, соответствующим гладкой трубе. Такая сравнительная оценка опытных данных разных авторов позволяет сделать вывод, что наиболее перспективными с точки зрения тепловых эффектов являются методы интенсификации конвективного теплообмена, воздействующие на пристенную область течения с помощью поперечной и спиральной накаток на внутренней поверхности стенки трубы, проволочных спиральных завихрителей. Кроме того, данная обработка результатов позволила определить оптимальную область применения интенсификаторов теплообмена по

Энергетическое сравнение шероховатых труб ($Pr = 0,72$)

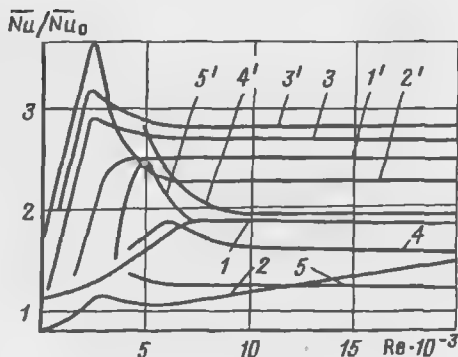
Автор	Q/Q_0	Re	Профиль выступа	$Nu \sim Re^{n_1}$ при n_1	$\xi \sim Re^{-n_2}$ при n_2	Вид канала
В.М. Бузник	1,4	10^4	 $h/R = 0,19$	0,7	0,25	Круглая труба, $D = 25$ мм
В. Нуннер	1,5 1,43	10^4 10^5	 $h/R \approx 0,16$	0,8	0	Круглая труба, $D = 50$ мм
Р.Кох	1,3 1,17	10^4 —				
В.М. Антуфьев	1,22 1,37	10^4 10^5	 $h/R = 0,13$	0,92	0	Круглая труба

Продолжение табл. 7.1

Автор	Q/Q_0	Re	Профиль выступа	$Nu \sim Re^{n_1}$ при n_1	$\xi \sim Re^{-n_2}$ при n_2	Вид канала
Э.К. Калинин и др.	1,42	10^4	 $h/R = 0,043$	0,8	0,25	Круглая труба, $D = 10$ мм
	1,36	10^5				
	1,5	10^4	 $h/R = 0,105$		0,2	
	1,36	10^5				
В.К. Мигай	1,51	10^4	 $h/R = 0,12$	0,87	0	Круглая тру- ба, $D = 20$ мм (при сравнении данные пересчитаны на $D = 10$ мм)
	1,46	10^5				
Б.М. Теверовский	1,42	10^4	 $h/R = 0,781$	1	0	Круглая труба
Р.Л. Вебб и др.	1,50	10^5				
В.К. Мигай	1,36	10^4	 $h/R = 0,04$	0,8	0,8	Круглая труба, $D = 20$ мм
	1,17	—				
В.К. Мигай, П.Г. Быстров	1,5	10^4	 $h/R = 0,04$	0,8	0,8	Круглая труба, $D = 20$ мм
	1,18	10^5				
	1,67	10^4	Полукольцевой			

Рис. 7.1. Сопоставление опытных данных по теплоотдаче в трубах с интенсификаторами теплообмена:

1, 1' – шнековый завихритель, $\varphi = 45$ и 75° ; 2, 2' – поперечная накатка, $d/D = 0,983$ и $0,875$; 3, 3' – спиральная накатка, $S/D = 3,25$; 4, 4' – проволоочный спиральный завихритель, $S/D = 2,17$ и $0,724$; 5, 5' – ленточный завихритель, $S/D = 19$ и $3,16$



числу Рейнольдса. Подробные ссылки на литературные источники для рис. 7.1 приведены в [26].

Как было сказано, применение любого из известных методов сопровождается также ростом гидродинамического сопротивления, являющегося одним из основных параметров, влияющих на затраты энергии и мощности, необходимые для прокачки рабочей среды. Поэтому для сопоставления полной теплогидродинамической эффективности различных по конструкции интенсификаторов часто целесообразным является применение известного соотношения

$$(\overline{Nu}/\overline{Nu}_0)/(\xi/\xi_0) = f(Re), \quad (7.12)$$

характеризующего относительное увеличение интенсивности теплообмена в трубе с интенсификатором на единицу дополнительно затраченной энергии.

Оценка теплогидродинамической эффективности при помощи (7.12) позволяет производить сравнение разных конструкций завихрителей, причем не только для турбулентного течения, но и для случаев ламинарного течения и слабо развитой турбулентности. Параллельно выявляется предпочтительная область чисел Рейнольдса. К недостаткам зависимости (7.12) можно отнести тот факт, что обработка должна производиться при одинаковых определяющих размерах каналов.

На рис. 7.2 приведены зависимости, полученные на основе опытных данных разных авторов по (7.12). К сожалению, отсутствие у ряда авторов опытных данных по гидравлическому сопротивлению не позволило оценить эффективность всех типов интенсификаторов.

Сравнение эффективности различных методов интенсификации теплообмена также выполнено В.К.Мигаем в [21] и приведено на рис. 7.3.

Здесь $I = (\overline{Nu}/\overline{Nu}_0)/(\xi/\xi_0)^{0,267}$. Автор сделал вывод, что при малых значениях чисел Рейнольдса трубы с кольцевыми выступами обладают наилучшими показателями.

Сравнительная оценка теплоотдачи для различных типов интенсификаторов приведена на рис. 7.4. Здесь K^* – соответствующие каждому

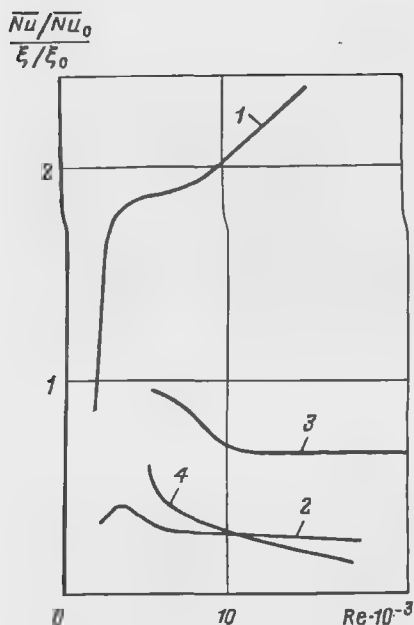


Рис. 7.2. Сопоставление эффективности интенсификаторов теплообмена:
1,2 – спиральная накатка, $S/D = 3,25$ и 1 ;
3,4 – спиральный завихритель, $S/D = 2,17$ и $0,72$

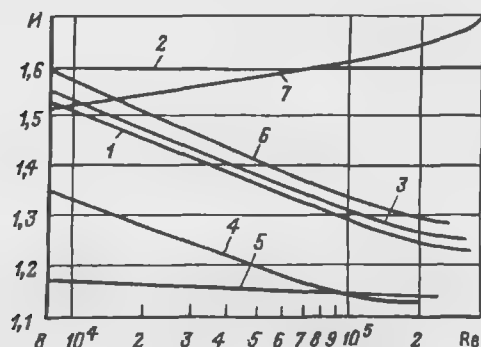


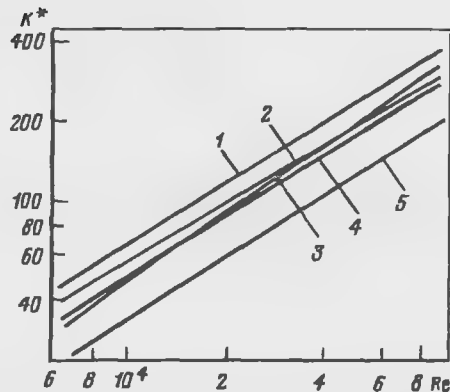
Рис. 7.3. Сравнительная эффективность интенсификации теплообмена:
1-7 – трубы соответственно с кольцевыми выступами, типа конфузور-диффузор, со спиральными вставками, спирально-профилированные, с волнистой осью, с перфорированными вставками, с обтекаемыми выступами

эксперименту критериальные уравнения для расчета чисел $\overline{Nu}$.

Как видно из рисунка, эффективным способом является применение многозаходных спиральных канавок на внутренней поверхности труб, созданных методом электрохимической обработки.

Для сравнительной оценки эффективности методов интенсификации конвективного теплообмена предлагаются три характеристики поверхности теплообмена: Q – тепловой поток; N – мощность, затрачиваемая на прокачку теплоносителя; F – площадь поверхности теплообмена.

Рис. 7.4. Теплоотдача в трубах с различными типами интенсификаторов: 1 – со спиральными канавками; 2 – с ленточным завихрителем; 3 – с винтовым змеевиком; 4 – с лопаточным завихрителем; 5 – гладкая труба



Предлагается использовать три критерия эффективности: по тепловому потоку K_Q ; по мощности K_N ; по площади теплообмена K_F . Для определения области применения метода интенсификации строятся зависимости:

$$K_Q = f(Re); K_N = f(Re); K_F = f(Re). \quad (7.13)$$

При сопоставлении поверхностей по тепловым потокам при одинаковых N и F

$$\left. \begin{aligned} K_Q &= \overline{St} Re; \\ K_F &= F_1/F_2 = 1; \\ K_N &= \xi' Re^3 = 1. \end{aligned} \right\} \quad (7.14)$$

Для ламинарного режима течения вязких сред в гладких трубах круглого сечения:

$$\left. \begin{aligned} \xi_1 &= 64/Re_1; \\ St_1 &= \frac{\overline{Nu}_1}{Re_1 Pr_1} = \\ &= 1,615 \left[Pe_1 \frac{D}{L} + 0,51 (Gr_1 Pr_1 \frac{D}{L})^{3/4} \right]^{1/3} \times \\ &\times \left(\frac{\mu}{\mu_{ст}} \right)^{0,14} (Re_1 Pr_1)^{-1}, \end{aligned} \right\} \quad (7.15)$$

где Re_1 – число Пекле, Gr_1 – число Грасгофа; μ , $\mu_{ст}$ – динамические вязкости теплоносителя при средней температуре среды и температуре стенки, Па · с. Индекс "1" относится к параметрам среды, протекающей в гладкой трубе; St – число Стентона.

При этом $\overline{St} = St_1 / St_2$ – соотношение чисел Стентона для гладкой трубы и для интенсифицированного канала. Здесь

$$St_2 = \overline{Nu}_2 / (Re_2 Pr_2). \quad (7.16)$$

Индекс "2" относится к параметрам потока, движущегося в интенсифицированном канале.

При сопоставлении поверхностей по тепловым потокам ($K_N = 1$) значение Re'_1 при заданном Re_2 находится из соотношения

$$Re'_1 = Re_2 \sqrt[3]{\xi_2/\xi_1}. \quad (7.17)$$

Определяем приведенное значение St'_1 при вычисленном приведенном значении числа Re'_1 и затем K_Q :

$$K_Q = \frac{St'_1 Re'_1}{St_2 Re_2}. \quad (7.18)$$

При сопоставлении поверхностей по мощности при одинаковых тепловых потоках и поверхностей теплообмена

$$Re'_1 = \frac{St_2}{St_1} Re_2. \quad (7.19)$$

Число St_1 определяется на основе равенства: $\overline{Nu}_1 = \overline{Nu}_2$, т.е. находится число Стентона при условии одинаковой интенсивности теплоотдачи в гладкой трубе и в канале с поперечной накаткой

$$K_N = \bar{\xi}(Re'_1)^3. \quad (7.20)$$

По приведенному значению числа Re'_1 из уравнения для соответствующего режима течения вычисляются приведенный коэффициент сопротивления ξ'_1 и значение K_N :

$$K_N = \frac{\xi'_1 Re'_1}{\xi_2 Re_2}. \quad (7.21)$$

При сопоставлении поверхностей по площади теплообмена при одинаковых Q и N

$$Re'_1 = Re_2 \left(\frac{St'_1 \xi_2}{St'_2 \xi'_1} \right)^{0,5}; \quad (7.22)$$

$$K_F = \frac{\xi_2 Re_2^3}{\xi'_1 (Re'_1)^3}, \quad (7.23)$$

где ξ'_1 – приведенный коэффициент сопротивления, вычисляемый по приведенному числу Re'_1 ; St'_2 – приведенное число Стентона, определяемое при $\overline{Nu}_1 = \overline{Nu}_2$.

При сравнении эффективность метода интенсификации тем выше, чем больше K_Q и меньше K_F и K_N .

7.4. Методы повышения эффективности теплообменных аппаратов ТЭС

Интенсификация теплообмена в трубах и каналах при течении однофазных теплоносителей. Ламинарный режим течения. В настоящее время интенсификация конвективного теплообмена считается наиболее актуальной и перспективной проблемой теории переноса. Традиционно также считается, что эта задача наиболее актуальна для теплоносителей, которым присущи высокие значения чисел Рейнольдса. Практически все основополагающие монографии на тему интенсификации конвективного теплообмена посвящены этой проблеме применительно именно к большим числам Re . Однако появившиеся в печати за последние 10–15 лет публикации указывают на большую эффективность уже известных и апробированных методов интенсификации теплообмена для рабочих сред с высокими значениями чисел Прандтля ($Pr \gg 1$) и эффективной вязкости. К сожалению, устоялось мнение, что для рабочих тел с большими значениями чисел Прандтля, т.е. для случая несовпадения с известной аналогией Рейнольдса, соотношение между интенсивностью теплообмена и затратами мощности значительно ухудшается. Аналогия Рейнольдса стала своего рода ограничением на нижний возможный предел затрачиваемой мощности при данной интенсивности теплообмена. Но ситуация, как показали более поздние исследования, не так однозначна.

Экспериментальные исследования [26] показали, что для ламинарных режимов течения характерны ситуации, когда такая концепция аналогии Рейнольдса не всегда отражает основные стороны процесса. В большинстве случаев наблюдается обратный эффект – значительное увеличение интенсивности теплообмена при сравнительно небольшом возрастании затрат мощности.

Таким образом, тот факт, что перенос теплоты и количества движения осуществляется одним и тем же рабочим телом, совсем не определяет вид зависимости между интенсивностью теплообмена и гидродинамическим сопротивлением. Очевидно, что все эффекты интенсификации теплообмена и гидравлических потерь будут определяться распределением полей температуры и вектора скорости в пристенной области течения, и в области ламинарного режима течения возникает благоприятная почва для создания таких ситуаций, когда применение того или иного метода интенсификации становится энергетически выгодным.

Элементарные объемы жидкости, перемещаясь по сложным траекториям в пристенной области, будут переносить теплоту более эффективно, чем количество движения из-за различий в распределении полей температуры и вектора скорости. Такая ситуация может возникнуть как результат продуманного интенсифицирующего воздействия на процесс теплообмена, как следствие свойств жидкости или как совместный результат того и другого.

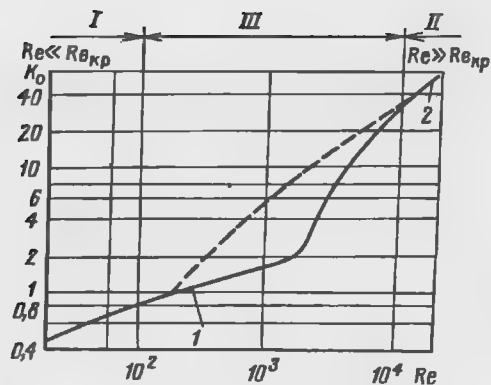


Рис. 7.5. Зависимости $K_0 = \overline{Nu} Pr^{-0.43} (Pr / Pr_w)^{-0.25} = f(Re)$:
 1 – $K_0 = 0,17 Re^{0,33}$; 2 – $K_0 = 0,021 Re^{0,8}$; — – простая поверхность (эталон);
 --- – сложная поверхность (трубы с различной относительной шероховатостью)

К сожалению, несмотря на то, что в научной литературе накоплен обширный экспериментальный и теоретический материал по исследованию методов интенсификации конвективного теплообмена, практически отсутствуют опытные и теоретические разработки для ламинарных режимов течений капельных жидкостей. Имеющиеся опытные данные в основном не систематизированы ввиду их небольшого количества. Отсутствуют теоретические исследования для многих, интересных в практическом отношении, методов интенсификации.

Следует отметить также, что процессы теплообмена, происходящие при ламинарных течениях, достаточно строго описываются системами дифференциальных уравнений переноса. Также строго формулируются и краевые условия. Хорошо разработаны методы решения и численной реализации систем дифференциальных уравнений в частных производных. Все это позволяет при достаточно строгих допущениях, а также и удачно найденной симметрии разрабатывать математические модели, которые весьма точно описывают, предсказывают и объясняют возникающие эффекты.

Работы видных ученых А.Е. Бергласа Г.А. Дрейцера, В.А. Кирпикова, А.А. Гухмана и других, четко указывают на несомненную перспективность применения известных методов интенсификации именно к ламинарному режиму течения капельной жидкости. Интересна в этом плане одна из последних работ В.А. Кирпикова, в которой на основе ранее предложенной методики оценки эффективности определена наиболее предпочтительная область интенсификации конвективного теплообмена по числу Рейнольдса (рис. 7.5 и 7.6).

Автором выделено три области по диапазону чисел Рейнольдса, при этом показано что в областях I и II интенсифицировать теплообмен затруднительно. И только в области III, лежащей в диапазоне чисел

Рис. 7.6. Зависимости $\xi = f(Re)$:
 1 - $\xi = 64 Re^{-1}$; 2 - $\xi = 0,316 Re^{-0,25}$;
 остальные обозначения те же, что на рис. 7.5

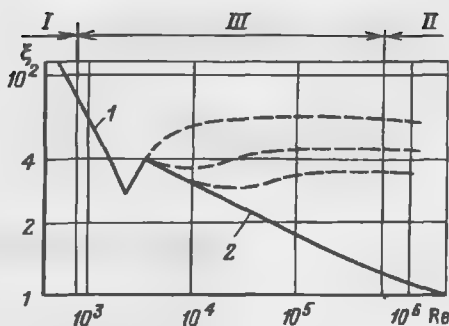
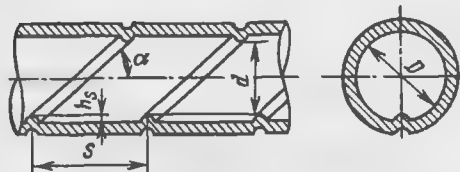


Рис. 7.7. Общий вид трубы с винтовой накаткой



$Re = 10^2 \div 10^4$, возможна интенсификация теплообмена, причем с наибольшей эффективностью.

Приведенный выше краткий сравнительный анализ известных работ (рис. 7.1–7.4) показал целесообразность применения практически всех пассивных методов интенсификации теплообмена при ламинарном режиме течения. При этом очевидна весьма высокая эффективность дискретной шероховатости в данных условиях при ее несомненной технологичности.

Понятие "дискретно-шероховатые" применительно к каналам и трубам или поверхностям теплообмена к настоящему времени прочно вошло в терминологию теплотехнических разработок. Обычно к дискретно-шероховатым относят каналы и трубы с различного рода выступами на внутренней поверхности. Это чаще всего: винтовые одно- и многозаходные плавноочерченные выступы (рис. 7.7), получаемые по широко известной технологии с помощью накатных роликов или дисков; трубы со спирально-винтовой проволоочной вставкой (рис. 7.8); поперечные, периодически расположенные, плавноочерченные выступы (рис. 7.9), получаемые роликами или дисками; поперечные, периодически расположенные, прямоугольного и квадратного сечения вставки (рис. 7.10); каналы и трубы с внутренней резьбой.

Интенсификация теплообмена в трубах с помощью выступов, образованных за счет кольцевой и винтовой накаток, обладает рядом преимуществ по сравнению с другими конструкциями интенсификаторов:

а) канавки, образующиеся на наружной поверхности трубы при накатке выступов, интенсифицируют теплообмен и на наружной поверхности;

б) технология накатки проста;

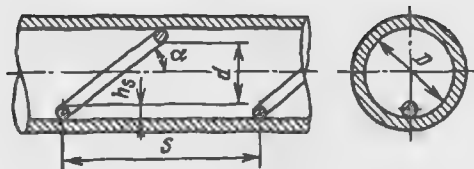


Рис. 7.8. Общий вид трубы со спирально-винтовыми проволочными вставками

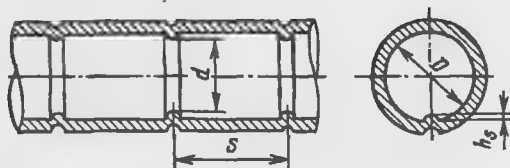


Рис. 7.9. Общий вид трубы с поперечной кольцевой накаткой

в) существующая технология сборки кожухотрубных теплообменников целиком применима для накатанных труб.

К каналам с дискретной шероховатостью также относят: каналы с внутренним одно- и многозаходным винтовым пристенным оребрением (рис. 7.11); спирально-профилированные трубы (рис. 7.12); каналы с пластинчатыми спиральными вставками (рис. 7.13); трубы со спиральной треугольной накаткой (рис. 7.14).

Известна высокая эффективность многозаходных прямоугольных канавок на внутренних поверхностях труб (рис. 7.15), технология получения которых основана на электрохимической обработке. Достаточно часто возникает необходимость интенсификации теплообмена в коаксиальных каналах. В этих случаях могут быть использованы также самые различные конструкции интенсификаторов, например, проволочное оребрение внутренней поверхности коаксиального канала (рис. 7.16) и др.

Таким образом, в дальнейшем под дискретной шероховатостью будем понимать любой формы (в поперечном и продольном сечениях) выступы или впадины на поверхности теплообмена, высота или глубина которых соизмерима с пристенными слоями жидкости.

Рассмотрим результаты экспериментов по интенсификации теплообмена в вязких жидкостях с помощью *винтовой накатки*. В процессе исследований значения чисел Рейнольдса изменялись в диапазоне от 30 – 2000. Рабочей средой являлось трансформаторное масло. Используемые характерные геометрические размеры труб приведены в табл. 7.2.

Гидравлическое сопротивление. В исследуемой области значений числа Re гидравлическое сопротивление ξ_0 при ламинарном течении трансформаторного масла в гладкой трубе описывалось известным соотношением $\xi_0 = 64 / Re$; погрешности составляли (5–8)%. Экспериментальные данные, полученные для исследуемых труб с винтовой на-

Рис. 7.10. Общий вид канала с поперечным прямоугольным (квадратным) оребрением

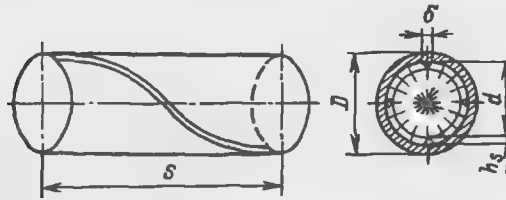
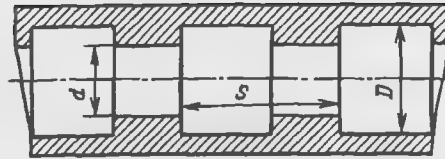


Рис. 7.11. Общий вид канала с внутренним одно- или многозаходным винтовым оребрением

Рис. 7.12. Общий вид спирально-профилированной трубы

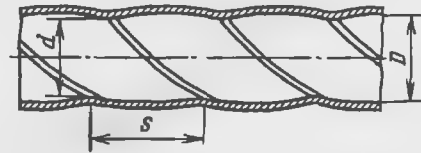


Рис. 7.13. Общий вид трубы с пластинчатой спиральной вставкой

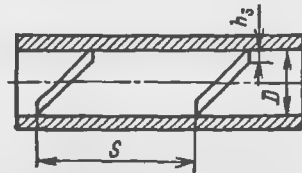


Рис. 7.14. Труба со спиральной треугольной накаткой

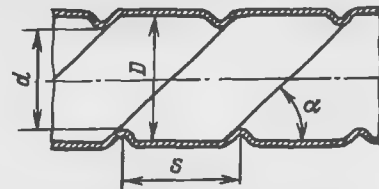


Рис. 7.15. Труба с одно- или многозаходными прямоугольными или квадратными канавками

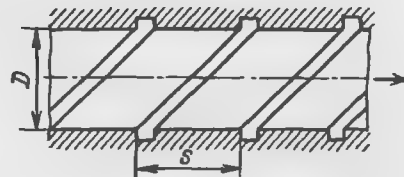


Рис. 7.16. Коаксиальный канал с проволоочным спиральным оребрением внутренней поверхности

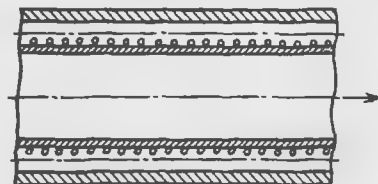
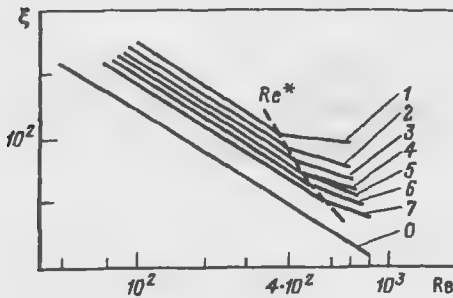


Таблица 7.2

Геометрические характеристики труб с винтовой накаткой

Номер трубы (см. рис. 7.17)	Внутренний диаметр трубы D , м	Наружный диаметр трубы D_i , м	Относительный шаг винтовой накатки S/D	Относительная высота выступа винтовой накатки d/D	Эквива- лентный диаметр D_e , мм
0			-	1	14
1			0,72	0,72	6,95
2			1,79	0,72	9,96
3			2,86	0,72	10,85
4	0,014	0,016	4,29	0,72	11,29
5			1,79	0,79	10,97
6			1,79	0,82	11,58
7			1,79	0,86	11,98

Рис. 7.17. Экспериментальная зависимость $\xi = f(Re)$ для вязкой жидкости в трубах с винтовой накаткой:

0-7 – номера труб в соответствии с табл. 7.2

каткой при изотермическом режиме течения, показали заметное повышение гидравлического сопротивления.

На рис. 7.17 представлены зависимости $\xi = f(Re)$ для всех испытываемых труб с винтовой накаткой и гладкой трубы. Как видно из рисунка, рост гидравлического сопротивления непосредственно зависит от геометрических характеристик канала. Так, максимальное увеличение гидравлического сопротивления достигается при установке трубы, имеющей минимальный шаг винтовой накатки $S/D = 0,72$ и максимальную высоту выступа $d/D = 0,72$. Из рис. 7.17 видно, что для всех испытываемых труб с винтовой накаткой можно выделить два режима течения, различающихся характерами зависимости $\xi = f(Re)$. При первом режиме до некоторого значения числа Re^* линия $\xi = f(Re)$ параллельна линии $\xi = 64/Re$, что позволяет сделать вывод: в этой области повышение гидравлического сопротивления вызвано наличием небольших завихрений непосредственно за выступом винтовой накатки; причем значение критического числа Re^* непосредственно зависит от геометрических характеристик винтовой накатки. По достижении значения Re^* осуществляется переход ко второй области, характеризующейся значительным повышением коэффициента гидравлического сопротивления.

Для первого режима характерно повышение гидравлического сопро-

Рис. 7.18. Экспериментальная зависимость $\xi = f(Re_3)$ в трубах с винтовой накаткой: обозначения те же, что на рис. 7.17

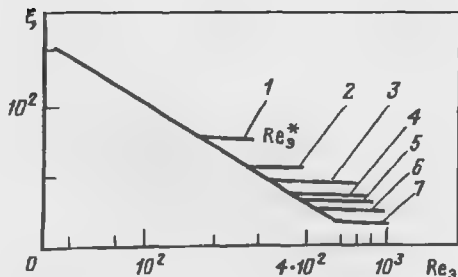
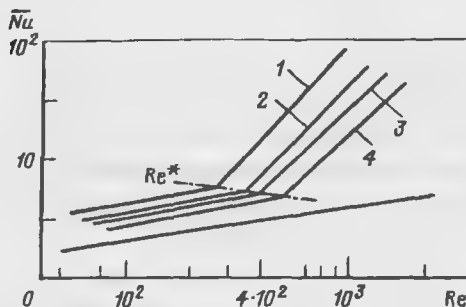


Рис. 7.19. Экспериментальная зависимость $\overline{Nu} = f(Re)$ для $S/D = 0,72$; 1,79; 2,86; и 4,29 ($d/D = 0,72$): обозначения те же, что на рис. 7.17



тивления на (30–200)% по отношению к ξ_0 . Для области, соответствующей второму режиму, этот показатель составлял (350–600)%.

Проводилась корреляция по $Re_3 = \rho \bar{V} D_3 / \mu$ значения гидравлического сопротивления (рис. 7.18). Число Re_3 вычислялось по эквивалентному диаметру D_3 , определяемому как отношение учетверенного объема свободного пространства течения к полной площади смоченной поверхности. При этом отмечалось приближение значений гидравлического сопротивления к линии $\xi_0 = 64/Re$.

Критическое значение Re_3^* для труб с винтовой накаткой смещается вдоль этой линии с уменьшением высоты накатки и увеличением ее шага в сторону больших значений чисел Рейнольдса. Так, для трубы с наименьшим шагом $S/D = 0,72$ и наибольшей высотой $d/D = 0,72$ $Re_3^* = 148,9$, а для трубы с наибольшим шагом накатки $S/D = 4,29$ и наименьшей высотой $d/D = 0,86$ $Re_3^* = 564,8$.

Теплообмен. На рис. 7.19 и 7.20 показаны экспериментальные зависимости $\overline{Nu} = f(Re)$ для труб с различными геометрическими характеристиками винтовой накатки. Как и при рассмотрении характера зависимости $\xi = f(Re)$ можно отметить также два режима, различающиеся характером и интенсивностью теплообменных процессов. Как видно из рис. 7.19 и 7.20 критические значения Re^* перехода от одного режима к другому на обоих графиках практически совпадают, применение интенсификатора в форме винтовой накатки дает значительный эффект повышения интенсивности теплообмена по сравнению с гладкой трубой. Максимальный эффект достигается для трубы с минимальным

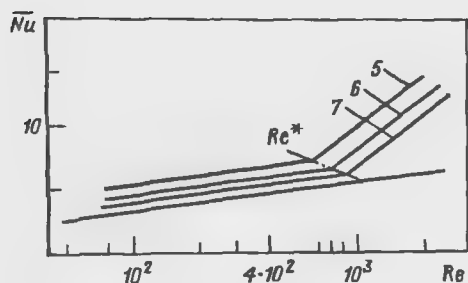


Рис. 7.20. Экспериментальная зависимость $\overline{Nu} = f(Re)$ для $d/D = 0,72; 0,79; 0,82; \text{ и } 0,86$ ($S/D = 1,79$): обозначения те же, что на рис. 7.17

шагом винтовой накатки $S/D = 0,72$. С ростом шага винтовой накатки отмечается сближение графиков $\overline{Nu} = f(Re)$ и $\overline{Nu}_0 = f(Re)$ для гладкой трубы, а также смещение точки критического значения Re^* в сторону больших чисел Re . Это позволяет сделать вывод о значительном влиянии шага винтовой накатки на интенсивность теплообменных процессов. С ростом высоты винтовой накатки также проявляется тенденция к повышению интенсивности теплообмена.

Для режима течения при $Re < Re^*$ график $\overline{Nu} = f(Re)$ параллелен графику $\overline{Nu}_0 = f(Re)$ для гладкой трубы, что позволяет сделать вывод: в этой области характер теплообмена чисто ламинарный и зависимости $\overline{Nu} = f(Re, Pr)$ пропорциональны известным эмпирическим соотношениям, полученным для гладкой трубы. При этом отмечается эффект интенсификации, составляющий (40–250)% в зависимости от геометрических параметров винтовой накатки. По достижении критического значения числа Re^* происходит резкое увеличение интенсивности теплообмена. При этом эффект интенсификации достигает (150–700)%. Это указывает на переход к ламинарному режиму с макровихрями.

Определение влияния изменения физических свойств трансформаторного масла на процесс теплообмена осуществлялось с помощью соотношения

$$\varepsilon = (\mu/\mu_{ст})^{0,14}.$$

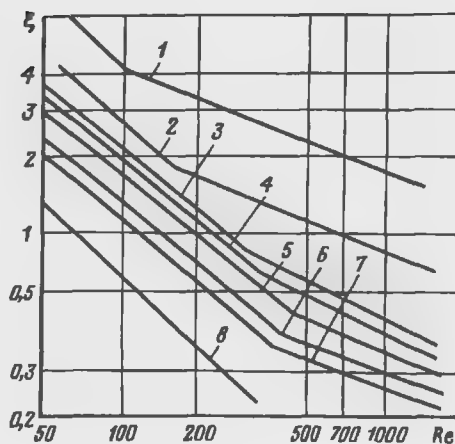
Однако проведенный анализ показал, что значения ε в ходе процесса при различных числах Re для различных рабочих элементов практически не менялись и находились в пределах 1,1–1,18. Поэтому введение поправки не оказывало существенного влияния на определение числа $\overline{Nu}$.

Для определения критического числа Re^* перехода от первого режима ко второму в зависимости от конструктивных характеристик тепловых элементов получено соотношение $Re^* = f(S/D, d/D)$. Установлено, что для всех испытываемых труб соотношение это имеет вид

$$Re^* = 1070(S/D)^{0,16}(d/D)^{3,65}.$$

Установлено, что наиболее рационально использовать трубы с относительными шагами $S/D = 1,79$ и относительной высотой $d/D = 0,79$.

Рис. 7.21. Влияние числа Рейнольдса на гидравлическое сопротивление в трубах с проволоочными вставками: 1 - $d/D = 0,171$, $S/D = 0,714$; 2 - $d/D = 0,171$, $S/D = 1,786$; 3 - $d/D = 0,171$, $S/D = 2,86$; 4 - $d/D = 0,171$, $S/D = 4,3$; 5 - $d/D = 0,107$, $S/D = 1,786$; 6 - $d/D = 0,0857$, $S/D = 1,786$; 7 - $d/D = 0,0714$, $S/D = 1,786$; 8 - гладкая труба



При этом темп роста эффективности теплоотдачи превышает рост гидравлического сопротивления для первого режима $Re < Re^*$ на (10–15)%, а для второго на 25%.

Рассмотрим эффекты интенсификации теплообмена при ламинарном течении в каналах со спирально-винтовыми проволоочными вставками [26,27]. В качестве рабочей среды использовалось трансформаторное масло. В опытах число Рейнольдса изменялось в диапазоне 40–2000.

Гидравлическое сопротивление Для оценки изменения гидравлического сопротивления проводились отдельные исследования при изотермическом течении вязкой жидкости. В исследованном диапазоне $40 < Re < 2000$ опытные значения коэффициентов гидравлического сопротивления при ламинарном течении в гладкой трубе с погрешностью до 6% описывались известным соотношением $\xi_0 = 64/Re$.

При использовании труб с вставками из проволоочных спиралей значения коэффициентов гидравлического сопротивления заметно увеличились. На рис. 7.21 показано изменение ξ в зависимости от Re . Было установлено, что при низких значениях Re увеличение коэффициента сопротивления по сравнению с гладкой трубой составляло (100–300)%. При более высоких числах Re оно было весьма значительно и достигало 1000% и более в зависимости от геометрических размеров спиралей. Это можно объяснить тем, что при низких значениях чисел Re , соответствующих малым расходам, жидкость обтекает проволоочную спираль и увеличение коэффициентов сопротивления в этом случае обусловлено наличием малых вихрей за проволокой. При увеличении расходов, а следовательно, и чисел Re в движущейся жидкости вследствие наличия проволоочной спирали возникают вторичные течения. Происходит некоторая турбулизация течения, приводящая к более сильному росту значений коэффициентов гидравлического сопротивления. Границей между двумя режимами течений вязкой жидкости в винтовом канале является критическое число Re^* , которое зависит от геометри-

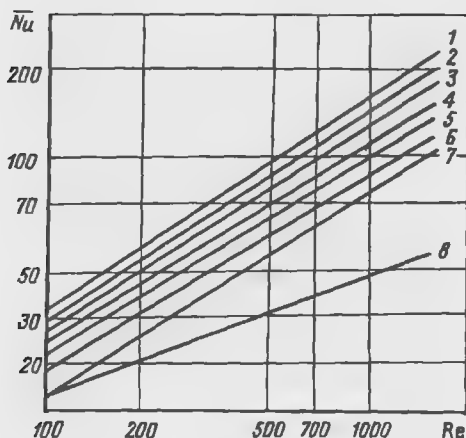


Рис. 7.22. Влияние числа Рейнольдса на теплообмен в трубах с проволоочными вставками: обозначения те же, что на рис. 7.21

ческих характеристик проволоочной спирали. Значение его менялось от 94 до 325.

Это значение может быть рассчитано с точностью до $\pm 12\%$ по выражению

$$Re^* = 415(S/D)^{0,73} \exp(-7,8d/D).$$

Обобщение опытных данных позволило получить выражения для расчета значений коэффициента гидравлического сопротивления для обеих зон сопротивления:

$$\xi = (64/Re) \exp \left[- \left(\frac{S}{D} \right)^{0,5} \right] \exp \left[5,5 \left(\frac{d}{D} \right)^{0,4} \right] \quad \text{для } Re < Re^*$$

$$\xi = \frac{530}{Re^{0,36}} \left(\frac{d}{D} \right)^{1,4} \exp \left[- \left(\frac{S}{D} \right)^{0,65} \right] \quad \text{для } Re > Re^*.$$

Расхождение опытных и расчетных данных по предлагаемым уравнениям не превышало 14%. Область применения зависимостей: $S/D = 0,71 \div 4,3$; $d/D = 0,071 \div 0,171$.

Теплообмен. Анализ результатов опытов показал, что свободная конвекция мало влияет на теплообмен, вследствие высокой вязкости масла и малого диаметра трубы. На рис. 7.22 показано изменение коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}$, представленное в виде зависимости $\bar{Nu} = f(Re)$. Из рисунка видно, что увеличение числа $\bar{Nu}$ при течении масла в трубах с вставками из проволоочных спиралей по сравнению с гладкой трубой достигало (200–450)% в зависимости от геометрических характеристик спиралей. Увеличение коэффициента теплоотдачи в трубах с вставками в (2–4,5) раза в зависимости от геометрических параметров нельзя объяснить увеличением площади теплообменной поверхности, которое не превышало 60% по сравнению с гладкой трубой.

Было установлено, что для всех исследованных труб с проволочными вставками $\overline{Nu} \approx Re^{0,7}$, т.е. влияние числа Нуссельта на теплообмен оказывается примерно тем же, что и в турбулентном режиме, и практически совпадает с его влиянием на теплообмен для труб с поперечной накаткой. С уменьшением чисел $Re < 100$ интенсивность теплообмена постепенно приближалась к теплоотдаче в гладкой трубе.

Заметное влияние на теплообмен оказывал относительный диаметр проволоки спирали. Было получено, что $\overline{Nu} \approx (d/D)^{0,72}$. С ростом значений d/D интенсивность теплообмена увеличивалась. На теплообмен существенное влияние оказывал и относительный шаг проволочной спирали S/D . Анализ полученных результатов показал, что увеличение S/D приводило к ухудшению теплообмена. Было установлено, что $\overline{Nu} \approx (9 - S/D)^{0,5}$.

Для применения в расчетной практике было получено обобщающее уравнение

$$\overline{Nu} = 0,23 Re^{0,7} Pr^{0,35} (d/D)^{0,7} (9 - S/D)^{0,5}.$$

Расхождение опытных и расчетных данных не превышало 12%. Область применения зависимостей: $Re = 80 \div 1200$; $S/D = 0,71 \div 4,3$; $d/D = 0,714 \div 0,171$.

Было установлено, что для всех исследованных труб темп роста гидравлического сопротивления превалировал над темпом роста интенсивности теплообмена. В результате, при увеличении числа Re коэффициент гидравлического сопротивления возрастал быстрее, чем теплоотдача.

Таким образом, можно рекомендовать для интенсификации конвективного теплообмена при ламинарном течении вязкой жидкости проволочные спиральные вставки (если имеется запас мощности нагнетателей), которые целесообразнее использовать при $Re < Re^*$, так как в этом случае теплогидродинамическая эффективность их выше.

Проволочные спиральные вставки сравнительно несложно установить в существующие на ТЭЦ маслоохладители и мазутоподогреватели, тем более что гидравлическое сопротивление теплообменников составляет небольшую долю от общего сопротивления системы.

Рассмотрим результаты исследования по интенсификации теплообмена при ламинарном течении в каналах с *поперечной накаткой* [26].

Теплоотдача. На рис. 7.23 приведены данные исследований осредненной по длине трубы теплоотдачи для накатанной и гладкой труб в зависимости от числа $Re = 10 \div 3000$; число Pr менялось в интервале 190–310. Для всех труб с различным относительным шагом накатки можно выделить три зоны теплообмена, где меняются закономерности процесса теплоотдачи. Зона ламинарного режима ограничена сверху значением $Re \approx 100$; в этой зоне интенсивность теплоотдачи практически совпадает с ее интенсивностью в гладкой трубе. При $Re > 100$

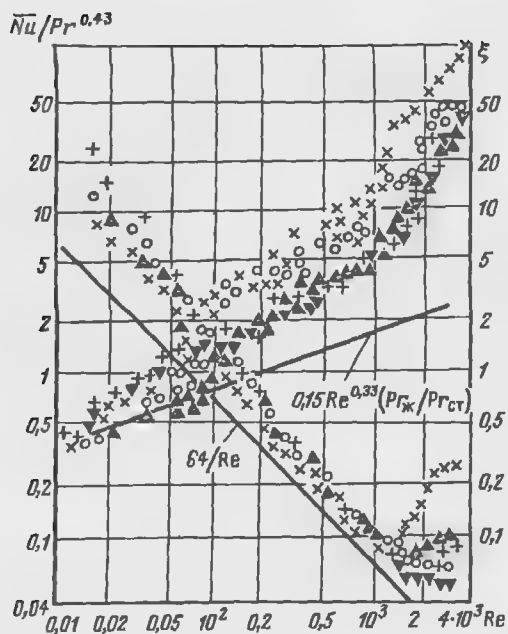


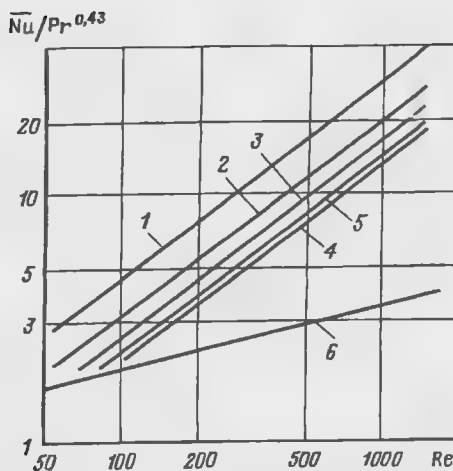
Рис. 7.23. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление в трубах с кольцевыми выступами:

О - $S/D = 0,33$; $\times$ - $S/D = 0,66$; Δ - $S/D = 1,22$; ∇ - $S/D = 1,66$; $+$ - $S/D = 1,94$

существует зона неустойчивого теплообмена, в которой его интенсивность сильно зависит от начальных условий: температуры жидкости на входе в трубу, начальных случайных возмущений и др. Это особенно характерно для трубы с $S/D = 1,22$. В данном случае при одном и том же значении числа $Re = 300$ колебания отношения $\overline{Nu}/Pr^{0,43}$ достигают 1,7–5,5. Эта зона требует дальнейшего тщательного изучения. При $400 > Re > 1000$ в зависимости от отношения S/D появляется зона резкого увеличения интенсивности теплоотдачи, в которой зависимость $\overline{Nu}/Pr^{0,43} = f(Re)$ имеет более крутой характер, чем для гладкой трубы в области перехода и в турбулентной области.

Можно отметить, что для $d/D = 0,92$ наибольший эффект достигается при $S/D = 0,66$ для всех значений числа Re . По сравнению с ламинарным режимом в гладкой трубе при $Re = 1500$ степень интенсификации в трубе с накаткой возрастает примерно в 20 раз. Следует отметить, что чем ближе Re к значению Re^* для гладкой трубы, тем больше степень интенсификации в трубе с накаткой ($S/D = 0,66$): $\overline{Nu}/\overline{Nu}_0 = 24,8$ при $Re \approx 2000$; $\overline{Nu}/\overline{Nu}_0 = 5,2$ при $Re = 500$; $\overline{Nu}/\overline{Nu}_0 = 3,13$ при $Re = 100$. С ростом шага накатки $S/D > 0,66$ степень интенсификации падает, а при $S/D = 1,22 \div 1,94$ мало зависит от значения S/D .

Рис. 7.24. Зависимость теплообмена от числа Рейнольдса в трубах с кольцевыми выступами при $d/D = 0,92$
 1 - $S/D = 0,66$; 2 - $S/D = 0,33$; 3 - $S/D = 1,22$; 4 - $S/D = 1,66$; 5 - $S/D = 1,94$; 6 - гладкая труба



Сравнение гидродинамических сопротивлений в гладкой и накатанной трубах показывает, что темп роста коэффициента гидравлического сопротивления в трубе с накаткой увеличивается с уменьшением числа Re при ламинарном режиме, при $Re = 1600 \div 1800$ картина меняется: коэффициент сопротивления начинает несколько возрастать с повышением Re , что соответствует переходному режиму. Следовательно, можно считать, что произошел сдвиг Re^* в меньшую сторону с 2300 до 1600 в зависимости от S/D .

Из рис. 7.24 следует, что наибольшая интенсификация процесса по сравнению с гладкой трубой достигается в ламинарной области: увеличивается в 3,5 раза и выше. Поэтому ламинарная область наиболее перспективна с точки зрения интенсификации теплообмена с помощью искусственной шероховатости.

Как следует из результатов опытов, степень интенсификации зависит от относительного шага накатки кольцевых выступов. Наибольшая степень интенсификации отмечена при $S/D = 0,66$. С уменьшением относительного шага накатки или с его ростом степень снижается, а при $S/D = 1,22$ наблюдается резкое снижение $\overline{Nu}/\overline{Nu}_0$ для всех чисел Рейнольдса. Например, при $Re = 2400$ степень интенсификации для $S/D = 0,33; 0,66; 1,22; 1,66; 1,94$; менялась соответственно следующим образом: $\overline{Nu} = 60; 141; 58; 79; 72$ и $\overline{Nu}/\overline{Nu}_0 = 2,69; 6,7; 2,7; 3,87; 3,5$.

Было установлено, что для всех исследованных труб с накаткой число $\overline{Nu} \approx Re^{0,72}$, т.е. влияние Re на теплообмен оказалось близким его влиянию в турбулентном режиме.

Следует отметить, что с уменьшением чисел Re интенсификация теплообмена снижалась и наступал такой момент, когда $\overline{Nu} = \overline{Nu}_0$, т.е. интенсивность теплообмена в накатанных трубах становилась меньше, чем в гладкой трубе. Образующаяся при этом режиме малоподвижная

прослойка жидкости между выступами увеличивала термическое сопротивление и, следовательно, снижала по сравнению с гладкой трубой интенсивность теплоотдачи. Анализ результатов исследований показал, что относительный шаг накатки S/D оказывает существенное влияние на интенсивность теплообмена. Наилучший эффект достигается при $S/D = 0,66$ ($S = 12$ мм). Установлено, что $\overline{Nu} \approx (S/D)^{0,6} \exp(1 - S/D)$. С уменьшением относительного шага накатки или его ростом степень интенсификации снижалась для всех значений чисел Re т.е. наблюдался максимум $\overline{Nu}/\overline{Nu}_0$.

Существенное влияние на теплообмен оказывает относительная высота выступов d/D . Было установлено, что $\overline{Nu} \approx (d/D)^{-1,93}$. Окончательно получено расчетное обобщающее уравнение для определения коэффициента теплоотдачи;

$$\overline{Nu} = 0,145 Re^{0,72} Pr^{0,33} (S/D)^{0,6} \exp(1 - S/D) (d/D)^{-1,93}.$$

Сопоставление опытных и расчетных данных показало, что они совпадают с точностью до $\pm 15\%$.

Гидравлическое сопротивление. При течении в трубах с накаткой коэффициент гидравлического сопротивления практически не зависит от ее шага S/D , относительная глубина накатки d/D заметно влияет на гидравлическое сопротивление $\xi \approx (d/D)^{-1,45}$. Влияние числа Re на гидравлическое сопротивление в накатанных трубах идентично его влиянию в гладких трубах. Было получено выражение

$$\xi = \frac{81}{Re} \left(\frac{d}{D} \right)^{-1,45}.$$

Анализ полученных результатов показал, что теплогидродинамическая эффективность в значительной степени зависит от геометрических параметров накатки. Установлено, что наиболее рационально использовать накатанные трубы с относительным шагом $S/D = 0,66$. В таком случае, если имеется запас мощности насосов, можно рекомендовать относительную высоту накатки $d/D = 0,8$. При этом рост эффективности теплоотдачи превышает рост гидравлического сопротивления в зависимости от числа Re в (1,25–3) раза.

Модернизация мазутоподогревателей за счет интенсификации теплообмена. В серийных мазутоподогревателях марки ПМ-10-120 трубный пучок состоит из 388 стальных труб с диаметром и толщиной стенки $38 \times 2,5$ мм, имеется 12 ходов в трубном пространстве, длина теплообменных труб равна 10 м. Площадь теплообменной поверхности $F = 400$ м². Номинальная производительность по нагреваемому топливному мазуту марки М100 составляет 120 000 кг/ч. Мазут подогревается от 60 до 115 °С.

В качестве интенсификаторов используются проволочные спирали, изготовленные из проволоки диаметром 5 мм. Проволочные спирали

Рис. 7.25. Установка спирали в теплообменную трубу:

1 – проволочная спираль; 2 – теплообменная труба; 3 – трубная доска; 4 – крепление спирали к трубе

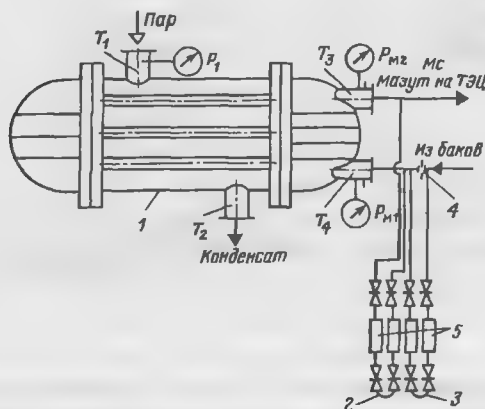
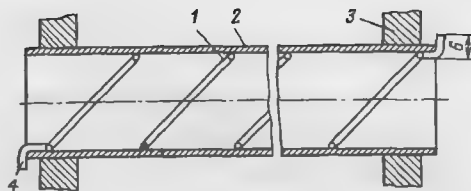


Рис. 7.26. Схема измерений:

1 – подогреватель; 2,3 – дифманометры; 4 – цилиндрическое сопло; 5 – разделительные сосуды; T_1 , T_2 – измеряемая температура пара и конденсата; T_3 , T_4 – то же мазута; P_1 – измеряемое давление пара; P_{m1} , P_{m2} – то же мазута

устанавливаются в теплообменные трубы, как показано на рис. 7.25. Мазутоподогреватель обогревается водяным паром давлением 1,3 МПа.

Для сравнения фактических тепловых и гидравлических характеристик мазутоподогревателя марки ПМ-10-120 с трубными пучками из гладких труб и теплообменных труб с проволочными спиральными вставками были проведены тепловые испытания.

Для повышения точности измерений расходов теплоносителей, их температур, гидравлического сопротивления трактов при проведении испытаний в эксплуатационных условиях был установлен ряд измерительных приборов. На рис. 7.26 приведена схема измерений.

Для измерения расхода мазута в промышленных условиях использовалось цилиндрическое сопло, сохраняющее постоянство коэффициента расхода в широком диапазоне значений чисел Рейнольдса.

Объемный расход мазута, $\text{м}^3/\text{ч}$, через цилиндрическое сопло определялся по выражению

$$G = 0,01252\beta d^2(\Delta P/\rho)^{0,5},$$

где ΔP – перепад давления на сопле, МПа; ρ – плотность мазута, $\text{кг}/\text{м}^3$; β – коэффициент расхода цилиндрического сопла:

$$\beta = 0,7997 + 0,004363(m + 121,19m^2).$$

Здесь $m = (d/D)^2$ – относительное сечение сопла; d – диаметр сопла, м; D – диаметр трубопровода, м.

С целью уточнения коэффициента расхода проверка показаний расходомера мазута проводилась путем измерения используемого из резервуара объема мазута по изменению его уровня за определенное время. Для определения изменения уровня использовалась мерная лента с ценой деления шкалы 1 мм. Температура водяного пара и конденсата измерялись с помощью термопреобразователей типа ТХК. Для определения температуры поверхности также использовались термопреобразователи, которые приваривались к поверхности трубы.

Давление греющего пара и мазута на входе и выходе из мазутоподогревателя измерялись образцовыми манометрами. Для измерения гидравлического сопротивления трубного пространства использовался дифманометр. Расход мазута через мазутоподогреватель изменялся при исследованиях от 14 300 до 128 700 кг/ч. Числа Рейнольдса при этом $Re = 50 \div 450$. Число Прандтля менялось в диапазоне 1050–1300.

Проведенные исследования показали, что коэффициент теплоотдачи от поверхности теплообмена с пучком из гладких труб составлял от 10 до 89 Вт/(м² · К) в зависимости от массового расхода. Гидравлическое сопротивление трубного пучка мазутоподогревателя изменялось при этом от 34 600 до 312 000 Па в зависимости от расхода мазута. При установке проволочных спиральных вставок степень интенсификации теплообмена составила 4,5–6,8 по сравнению с гладкотрубным подогревателем. Следует отметить, степень интенсификации теплообмена увеличивалась с ростом чисел Re и достигала максимума при $Re = 450$.

Было установлено, что гидравлическое сопротивление мазутоподогревателя с проволочными спиральными вставками превышает сопротивление гладкотрубного подогревателя на (100–250)%. Совместно Казанским филиалом МЭИ и ПЭО "Татэнерго" был проведен анализ энергетической эффективности серийного мазутоподогревателя ПМ-10-120 и подогревателя этого же типа с проволочными спиральными вставками.

Переходный и турбулентный режим течения. В этой области интенсификации конвективного теплообмена основополагающими являются работы видных ученых Г.А.Дрейцера, Э.К. Калинина [23], В.К. Мигая [21,22], материалы которых используются в данном параграфе.

Несмотря на большое число публикаций в этой области исследований, считается, что проблема интенсификации теплообмена при переходном и турбулентном режимах течения в каналах изучена недостаточно.

Для интенсификации теплообмена в каналах и трубах при турбулентных течениях наиболее эффективны методы, основанные на применении дискретной шероховатости. Самым исследованным и технологичным из них является метод, основанный на применении поперечных накатанных выступов (диафрагм) на внутренней поверхности труб и

каналов. Остановимся на нем более подробно.

В [23] показано, что область переходного режима течения в каналах для интенсификации теплообмена является более перспективной, чем область турбулентного течения. Были получены эффекты увеличения коэффициентов теплоотдачи в 3,5 раза при помощи поперечной накатки (см. рис. 7.9) достаточно большой высоты ($d/D = 0,91$) с относительными шагами $S/D = 0,5 \div 1$. Одновременно авторы [23] показали, что при развитом турбулентном течении капельной жидкости целесообразно применять турбулизаторы, имеющие небольшую высоту и малые шаги. Для практических расчетов теплообмена при переходном режиме течения в каналах с поперечными накатанными турбулизаторами рекомендуется [23] пользоваться табл. 7.3, в которой даны соотношения $\overline{Nu}/\overline{Nu}_0$ и ξ/ξ_0 для различных условий течения. При этом значения числа Нуссельта для случая теплообмена в гладкой трубе рекомендуется рассчитывать по выражению

$$\overline{Nu} = 0,11(Re^{2/3} - 125) Pr^{0,445},$$

где расчеты ведутся для средней для трубы температуре жидкости.

Значения коэффициентов гидравлического сопротивления для переходной области течения также рекомендуется рассчитывать с помощью данных в виде соотношений ξ/ξ_0 , приведенных в табл. 7.3. При этом приведенные там соотношения по увеличению гидравлических потерь получены для изотермических течений. Неизотермичность течения следует учитывать традиционным образом – введением температурного фактора $(\mu/\mu_{ст})^n$; причем значения n принимаются по опытным данным для турбулентного течения. Естественно, что показатель степени n является функцией геометрических характеристик канала с турбулизаторами.

Как видно из табл. 7.3, переходная область течения дает достаточно хорошее соотношение между приростом теплоотдачи ($\overline{Nu}/\overline{Nu}_0$) и увеличением гидравлических потерь (ξ/ξ_0), причем для большинства случаев $\overline{Nu}/\overline{Nu}_0 > \xi/\xi_0$.

Еще большее число публикаций посвящено исследованию и интенсификации теплообмена при турбулентных течениях в трубах и каналах. Одновременно теоретические исследования в этой области проработаны недостаточно и носят полуэмпирический характер. Приведем рекомендации [23] для практических расчетов теплоотдачи и гидравлических сопротивлений при турбулентных течениях газов, капельных жидкостей в трубах с поперечными накатанными выступами – интенсификаторами теплообмена.

Для расчета теплоотдачи при охлаждении и нагревании газов рекомендуются формулы (числа $Re = 10^4 \div 4 \cdot 10^5$):

Интенсификация теплообмена $(\overline{Nu}/\overline{Nu}_0)/(\xi/\xi_0)$ в трубах при течении капельных жидкостей ($Pr = 2 \div 50$)

Размеры накатки $d/D; S/D$	Re																
	1580	2000	2510	3160	3980	5000	6300	7950	10000	12 600	15 800	20 000	25 100	31 600	39 800	50 000	63 000
0,983;0,496	$\frac{0,96}{1,07}$	$\frac{1,07}{1,12}$	$\frac{1,34}{1,08}$	$\frac{1,19}{1,1}$	$\frac{1,11}{1,12}$	$\frac{1,1}{1,12}$	$\frac{1,1}{1,14}$	$\frac{1,1}{1,15}$	$\frac{1,11}{1,17}$	$\frac{1,19}{1,18}$	$\frac{1,25}{1,19}$	$\frac{1,26}{1,19}$	$\frac{1,29}{1,2}$	$\frac{1,31}{1,216}$	$\frac{1,35}{1,23}$	$\frac{1,36}{1,23}$	$\frac{1,37}{1,24}$
0,966;0,498	$\frac{0,94}{1,0}$	$\frac{1,0}{1,0}$	$\frac{1,34}{1,23}$	$\frac{1,19}{1,22}$	$\frac{1,1}{1,27}$	$\frac{1,13}{1,32}$	$\frac{1,1}{1,37}$	$\frac{1,2}{1,41}$	$\frac{1,28}{1,48}$	$\frac{1,35}{1,53}$	$\frac{1,43}{1,59}$	$\frac{1,52}{1,65}$	$\frac{1,61}{1,73}$	$\frac{1,63}{1,77}$	$\frac{1,64}{1,81}$	$\frac{1,65}{1,84}$	$\frac{1,65}{1,88}$
0,943;0,497	$\frac{1,00}{1,05}$	$\frac{1,07}{1,07}$	$\frac{1,4}{1,44}$	$\frac{1,34}{1,41}$	$\frac{1,34}{1,53}$	$\frac{1,43}{1,72}$	$\frac{1,55}{1,83}$	$\frac{1,55}{1,97}$	$\frac{1,87}{2,1}$	$\frac{1,98}{2,21}$	$\frac{2,1}{2,32}$	$\frac{2,17}{2,38}$	$\frac{2,17}{2,42}$	$\frac{2,17}{2,51}$	$\frac{2,17}{2,58}$	$\frac{2,17}{2,63}$	$\frac{2,17}{2,7}$
0,922;0,523	$\frac{1,03}{1,12}$	$\frac{1,0}{1,15}$	$\frac{1,5}{1,83}$	$\frac{1,88}{2,14}$	$\frac{2,0}{2,42}$	$\frac{2,08}{2,75}$	$\frac{2,12}{3,0}$	$\frac{2,17}{3,26}$	$\frac{2,2}{3,48}$	$\frac{2,26}{3,65}$	$\frac{2,27}{3,82}$	$\frac{2,27}{4,0}$	$\frac{2,27}{4,18}$	$\frac{2,27}{4,4}$	$\frac{2,27}{4,62}$	$\frac{2,27}{4,82}$	$\frac{2,27}{5,55}$
0,875;0,496	$\frac{1,0}{1,62}$	$\frac{2,88}{2,85}$	$\frac{3,52}{4,55}$	$\frac{2,93}{4,5}$	$\frac{2,6}{4,95}$	$\frac{2,43}{5,43}$	$\frac{2,33}{5,78}$	$\frac{2,27}{6,11}$	$\frac{2,27}{6,52}$	$\frac{2,28}{6,94}$	$\frac{2,29}{7,34}$	$\frac{2,3}{7,8}$	$\frac{2,3}{8,26}$	$\frac{2,3}{8,78}$	$\frac{2,3}{9,32}$	$\frac{2,3}{9,84}$	$\frac{2,3}{10,45}$
0,912;0,992	$\frac{0,94}{1,26}$	$\frac{1,41}{1,48}$	$\frac{2,06}{2,01}$	$\frac{2,05}{1,95}$	$\frac{1,99}{2,09}$	$\frac{1,93}{2,28}$	$\frac{1,9}{2,42}$	$\frac{1,85}{2,35}$	$\frac{1,85}{2,7}$	$\frac{1,83}{2,82}$	$\frac{1,8}{2,96}$	$\frac{1,75}{3,07}$	$\frac{1,7}{3,16}$	$\frac{1,65}{3,24}$	$\frac{1,59}{3,32}$	$\frac{1,53}{3,39}$	$\frac{1,4}{3,46}$
0,946;0,998	$\frac{0,96}{1,0}$	$\frac{0,84}{1,05}$	$\frac{1,47}{1,24}$	$\frac{1,47}{1,17}$	$\frac{1,43}{1,24}$	$\frac{1,46}{1,32}$	$\frac{1,5}{1,4}$	$\frac{1,5}{1,48}$	$\frac{1,6}{1,58}$	$\frac{1,62}{1,7}$	$\frac{1,63}{1,74}$	$\frac{1,63}{1,78}$	$\frac{1,63}{1,79}$	$\frac{1,58}{1,81}$	$\frac{1,55}{1,83}$	$\frac{1,39}{1,85}$	$\frac{1,42}{1,87}$
0,944;1,987	$\frac{0,73}{1,05}$	$\frac{0,81}{1,07}$	$\frac{1,03}{1,25}$	$\frac{1,14}{1,16}$	$\frac{1,13}{1,17}$	$\frac{1,14}{1,23}$	$\frac{1,15}{1,27}$	$\frac{1,19}{1,32}$	$\frac{1,22}{1,38}$	$\frac{1,26}{1,45}$	$\frac{1,29}{1,5}$	$\frac{1,32}{1,51}$	$\frac{1,33}{1,52}$	$\frac{1,34}{1,54}$	$\frac{1,33}{1,56}$	$\frac{1,31}{1,57}$	$\frac{1,29}{1,58}$
0,942;3,989	$\frac{0,91}{1,05}$	$\frac{1,05}{1,05}$	$\frac{1,12}{1,12}$	$\frac{1,07}{1,07}$	$\frac{1,0}{1,08}$	$\frac{1,0}{1,13}$	$\frac{1,0}{1,18}$	$\frac{1,04}{1,21}$	$\frac{1,08}{1,25}$	$\frac{1,15}{1,27}$	$\frac{1,17}{1,28}$	$\frac{1,2}{1,3}$	$\frac{1,18}{1,31}$	$\frac{1,16}{1,32}$	$\frac{1,15}{1,33}$	$\frac{1,12}{1,34}$	$\frac{1,1}{1,36}$
0,967;0,944	$\frac{1,0}{1,0}$	$\frac{1,0}{1,0}$	$\frac{0,93}{1,16}$	$\frac{1,0}{1,07}$	$\frac{1,01}{1,12}$	$\frac{1,02}{1,16}$	$\frac{1,02}{1,18}$	$\frac{1,06}{1,19}$	$\frac{1,07}{1,22}$	$\frac{1,14}{1,24}$	$\frac{1,19}{1,26}$	$\frac{1,23}{1,28}$	$\frac{1,27}{1,3}$	$\frac{1,26}{1,33}$	$\frac{1,23}{1,35}$	$\frac{1,19}{1,37}$	$\frac{1,14}{1,4}$
Гладкая труба	0,04	0,032	0,034	0,039	0,038	0,036	0,034	0,033	0,030	0,027	0,026	0,024	0,022	0,021	0,019	0,017	0,015

Примечание. Для гладкой трубы даны значения ξ_0 .

если $d/D = 0,88 \div 0,98$ и $S/D = 0,25 \div 0,8$

$$\frac{\overline{Nu}}{\overline{Nu}_0} = \left[1 + \frac{\lg Re - 4,6}{35} \right] \left\{ 3 - 2 \exp \left[\frac{-18,2(1 - d/D)^{1,13}}{(S/D)^{0,326}} \right] \right\};$$

если $d/D = 0,88 \div 0,98$ и $S/D = 0,8 \div 2,5$

$$\frac{\overline{Nu}}{\overline{Nu}_0} = \left[1 + \frac{\lg Re - 4,6}{30} \right] \left[\left(3,33 \frac{S}{D} - 16,33 \right) \frac{d}{D} + 17,33 - 3,33 \frac{S}{D} \right];$$

если $d/D = 0,9 \div 0,97$ и $S/D = 0,5 \div 10$

$$\frac{\overline{Nu}}{\overline{Nu}_0} = \left(1 + \frac{\lg Re_{ст} - 4,6}{7,45} \right) \left(\frac{1,14 - 0,28\sqrt{1 - (d/D)}}{1,14} \right) \times \\ \times \exp \left[\frac{9(1 - d/D)}{(S/D)^{0,58}} \right].$$

В двух первых формулах число Re берется по среднемассовой температуре газа, в последней формуле $Re_{ст}$ — число Рейнольдса при средней температуре стенки. При этом число Нуссельта вычисляется по следующим формулам:

при нагревании газов

$$\overline{Nu}_0 = 0,0207 Re^{0,8} Pr^{0,43},$$

при охлаждении газов

$$\overline{Nu}_0 = 0,0192 Re^{0,8} Pr^{0,43},$$

где определяющая температура — средняя температура стенки.

При среднемассовой температуре среды рекомендуется формула

$$\overline{Nu}_0 = 0,018 Re^{0,8}.$$

Для расчета капельных жидкостей при $S/D = 0,5$ и $d/D \geq 0,94$ используется формула

$$\overline{Nu}/\overline{Nu}_0 = [100(1 - d/D)]^{0,445},$$

где число Нуссельта для гладкой трубы $\overline{Nu}_0 = 0,0216 Re^{0,8} Pr^{0,445}$, а определяющей температурой является среднемассовая температура жидкости.

В аналогичном виде в [23] представлены и расчетные зависимости для гидравлических сопротивлений.

Для интенсификации теплообмена в трубах и каналах при турбулентных течениях применяются и исследованы самые различные конструкции интенсификаторов. Многие работы стали уже классическими

и начали использоваться в практических расчетах. В табл. 7.4 приведены результаты основополагающих работ в этой области. Подробнее ссылки на эти работы можно найти в [26].

Интенсификация теплообмена в пучках труб. Продольное обтекание пучков труб. Одним из основных способов повышения эффективности теплообмена в межтрубном пространстве аппаратов является использование различного рода перегородок. Более подробно для случаев течения вязких жидкостей в межтрубном пространстве это описано выше на примере охладителей масла ТЭС (см. гл.5). При продольном обтекании также применяют плоские витые трубы, аналогичные тем, что приведены на рис. 7.12.

Но наиболее предпочтительны при продольном обтекании методы, основанные на использовании дискретно-шероховатых поверхностей теплообмена. Эффективность их для межтрубных пространств примерно равна эффективности в случае использования в трубах и каналах. Сказанное особенно характерно для тесных пучков труб, поскольку позволяет, не увеличивая наружных размеров аппаратов, применять наиболее эффективные формы и размеры шероховатости.

Авторы [23] рекомендуют применять трубы с кольцевыми поперечными накатками (см. рис. 7.9). Канавки на наружной поверхности труб турбулизируют пристенные слои межтрубного потока и интенсифицируют теплообмен. Аналогичные процессы происходят и внутри труб. Способ чрезвычайно технологичен, дешев, не требует изменений в конструкции и достаточно эффективен (для $S^*/D_H = 1, 16 \div 1,5$; $h/d_3 = 0 \div 0,1$; $S/d_3 = 0,25 \div 2$, где S^* – относительный шаг размещения труб в пучке):

при $Re < Re_1$

$$\frac{\overline{Nu}}{\overline{Nu}_0} = 1;$$

при $Re_1 < Re < Re_2$

$$\frac{\overline{Nu}}{\overline{Nu}_0} = 1 + 0,6 \frac{\lg Re - \lg Re_1}{\lg Re_2 - \lg Re_1} [1 - \exp(-35,8h/d_3)] (1 - 0,35S/d_3);$$

при $Re_2 < Re < 10^5$

$$\frac{\overline{Nu}}{\overline{Nu}_0} = 1 + 0,6 [1 - \exp(-35,8h/d_3)] (1 - 0,35S/d_3);$$

при $Re < 3 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^4$

$$\frac{\xi}{\xi_0} = 1 + \left\{ \left(7,55 \frac{h}{d_3} \right) (\lg Re - 3,5) - 0,035 \sin \left[\left(1 - 22,44 \frac{h}{d_3} \right) \pi \right] \right\} \left(1,4 - 0,488 \frac{S}{d_3} \right);$$

Обзор результатов классических исследований по интенсификации теплообмена в трубах

Способ интенсификации	Относительная длина канала	Число Re	Среда	Резльтирующее уравнение
Проволочный спиральный завихритель $0,35 \leq D/S \leq 1,76$	35, 3 D	$(1,7 \div 20) \cdot 10^3$	Вода	$\overline{Nu} = 0,3 Re^{0,6} Pr^{0,43} (d/D)^{0,135}$
Ленточный завихритель $0,13 \leq D/S \leq 1,31$	35, 3 D	$(1,7 \div 20) \cdot 10^3$	Вода	$\overline{Nu} = 1,84 Re^{0,44} Pr^{0,38} (D/S)^{0,33}$
Ленточный завихритель $0 \leq D/S \leq 0,25$	56, 7 D	$(1 \div 4) \cdot 10^4$	Вода	$\overline{Nu} = 0,21 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr_{cr} / Pr_0)^{0,25} K_r$ $K_r = 1 + 1,13 \cdot 10^{-5} (D/S Re^{1,2})$
Проволочный спиральный завихритель $d = 0,052; 0,063; \text{ и } 0,072$	68 D	$(3 \div 3 \cdot 10^2) \cdot 10^3$	Вода	$\overline{Nu} = 0,175 Re^{0,7} Pr^{1/3} (d/D)^{-0,35}$
Ленточный завихритель $2,5 \leq S/D \leq 11$	20 D	$(1,6 \div 50) \cdot 10^2$	Воздух	$\overline{Nu} = 0,3 Re^{0,6} Pr^{0,43} (d/D)^{0,135}$ (обработка В.К. Шукина)
Ленточный завихритель $3,16 \leq S/D \leq 9,5$	19 D	$(1,2 \div 55) \cdot 10^2$	Воздух	$\overline{Nu} = 0,3 Re^{0,6} Pr^{0,43} (d/D)^{0,135}$ (обработка В.К. Шукина)
Ленточный завихритель $1,81 \leq S/D \leq 11$	20 D	$(6 \div 1 \cdot 10^2) \cdot 10^3$	Воздух, вода	$\overline{Nu} = \frac{Re Pr}{D_s + \frac{180}{\pi} Pr^{0,731}} \left\{ \frac{50,9 D/S}{Re \sqrt{\xi}} + 0,023 \frac{D}{S} Re^{-0,2} Pr^{-2/3} \left[1 + \frac{0,0219}{(S/D)^{2\xi}} \right]^{1/2} \right\}$
Шнековый завихритель $\varphi = (45 \div 75)^\circ, S = (27,6 \div 102)$	60 D	$(1 \div 50) \cdot 10^3$	Вода	$\overline{Nu} = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr_{cr} / Pr_0)^{0,25} \times (1 + 0,092(\varphi^*)^{1,73})$; $\varphi^* = \varphi/15$
Ленточный завихритель $0 \leq S/D \leq 8,24$	-	$(5 \div 10^2) \cdot 10^3$	Воздух	$\overline{Nu} = Re Pr \sqrt{\xi/2} \left\{ \lambda \left[5 Pr + d \ln \left(\frac{30/\varphi - 1 + 1/Pr}{5/\varphi - 1 + 1/Pr} \right) + d \ln(Re \sqrt{\xi/2/60}) \right] \right\}^{-1}$

при $Re < 2 \cdot 10^4 \div 10^5$

$$\frac{\xi}{\xi_0} = 1 + \left\{ \left(3,21 \frac{h}{d_3} \right) (\lg Re - 2,27) + \right. \\ \left. + 0,09(\lg Re - 4,3) \sin \left[\left(1 - 22,44 \frac{h}{d_3} \right) \pi \right] \right\} \left(1,4 - 0,488 \frac{S}{d_3} \right);$$

где $\overline{Nu_0}$ для гладкого пучка определяется по формуле

$$\overline{Nu_0} = (0,032S/D - 0,0144) Re^{0,8} Pr^{1/3}.$$

Можно рекомендовать для практического использования метод интенсификации теплообмена и в межтрубном пространстве и в трубах, разработанный совместно Казанским филиалом МЭИ и ПЭО "Татэнерго" для маслоохладителей стационарных паровых турбин.

Модернизация маслоохладителей за счет интенсификации теплообмена. Рассмотренные способы интенсификации теплообмена (выступы и канавки) также эффективны для применения в промышленных маслоохладителях ТЭС как с точки зрения простоты и дешевизны, так и относительно уровня возможного улучшения технико-экономических показателей теплообменников. Следует заметить, что выступы и канавки в области ламинарного течения (характерного для масел) обеспечивают еще более высокие эффекты интенсификации, чем в турбулентной области.

Обычно в литературе обсуждаются результаты использования интенсификации теплообмена в процессе проектирования нового теплообменного оборудования, весьма редко рассматривается влияние применения интенсификаторов теплообмена на тепловую и экономическую эффективность теплообменников в условиях модернизации эксплуатируемого оборудования на ТЭС. Следовательно, полезно оценить изменение экономических и технических параметров конкретных типов маслоохладителей ТЭС при их модернизации посредством интенсификации теплообмена в условиях номинальных расходов теплоносителей и конструкций теплообменников.

Маслоохладители ПТУ марок М-240М, М-540 с петельно-проволочным оребрением труб со стороны потока масла обладают рядом недостатков, известных из опыта эксплуатации. Паспортные данные этих аппаратов значительно завышены по сравнению с фактическими. Проволочное оребрение быстро загрязняется, соответственно резко понижается тепловая эффективность аппарата и значительно возрастают потери давления в потоке масла. Возрастают затраты на чистку аппарата.

Для исключения указанных недостатков и для улучшения теплогидравлических показателей этих маслоохладителей в Казанском филиале МЭИ разработан конструктивно новый способ интенсификации теплообмена со стороны ламинарного потока масла. На наружной поверхности труб накатываются поперечные кольцевые канавки, которые

служат фиксаторами положения проволочных пружинных разрезных колец, надеваемых на трубу и располагающихся в канавках. При этом учитывается, что в случае турбулентного течения воды в трубе и использования для интенсификации теплоотдачи потока воды выступов, образуемых накаткой, энергетически выгодная высота их мала, поэтому канавки, формирующиеся снаружи трубы при накатке выступов, оказываются мелкими. Такие канавки не обеспечивают необходимый уровень интенсификации теплообмена потока масла. В ламинарном режиме для потока масла требуются большие поперечные размеры интенсификатора теплообмена. Роль таких крупных выступов-интенсификаторов в потоке масла выполняют проволочные кольца, размещенные в канавках снаружи трубы. Предложенный способ интенсификации теплопередачи между водой и маслом за счет выступов позволяет обеспечить значительную интенсификацию теплоотдачи как со стороны воды, так и в потоке масла.

При текущем ремонте маслоохладителя можно отказаться дорогого трубного пучка с петельно-проволочным оребрением и заменить его пучком труб с накатанными выступами и пружинными кольцами. Пружинные кольца и накатку пучка труб можно выполнить в условиях самой ТЭС.

Предложенный способ интенсификации теплообмена гарантирует снижение скорости загрязнения маслоохладителя в 3-5 раз по сравнению с серийным.

В маслоохладителях марок МБ-63-90, МБ-25-37 целесообразна интенсификация теплообмена со стороны воды за счет выступов в поперечном межтрубном потоке масла с помощью канавок, накатанных снаружи труб. Применение указанных интенсификаторов теплообмена в этих маслоохладителях может обеспечить заметное увеличение их эффективности. Кроме того, наличие интенсификаторов теплообмена уменьшает скорость загрязнения труб в 3-5 раз по сравнению с серийным аппаратом.

Поперечное обтекание пучков труб. Одним из известных и широко распространенных способов интенсификации теплообмена в межтрубном пространстве пучков труб является соответствующая организация расположения труб в пучке. В среднем шахматное расположение дает прирост теплоотдачи до 10%.

Известно также, что, изменение угла атаки потока на $20-30^\circ$ интенсифицирует теплообмен на 12%. Изменение угла атаки можно достичь поворотом шахматной секции труб.

Применяют способы закрутки межтрубного потока с помощью плоских витых труб (см. рис. 7.12). Такие трубы дают уменьшение массы аппарата на 25% и более. Недостатки таких конструкций – сложность очистки от отложений поверхностей теплообмена и ограничения по давлению.

Известны работы, в которых рекомендуются сетчатые пучки труб.

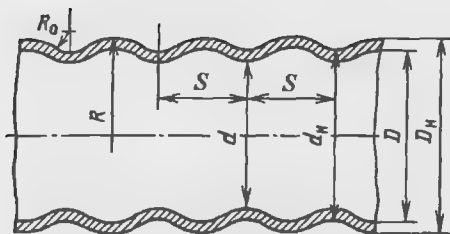


Рис. 7.27. Волнистая труба, применяемая при конденсации теплоносителя на наружной поверхности

Для шахматных сетчатых пучков увеличение теплообмена достигает 16%, при этом происходит снижение гидравлического сопротивления на 25%. Для коридорных сетчатых пучков эффекты роста теплоотдачи и снижения гидравлического сопротивления достигают примерно 22–25%.

Интенсификация теплообмена [21] осуществляется при использовании в поперечно омываемых пучках труб дискретной шероховатости. В этих случаях шероховатость создается путем установки охватывающих трубных сеток, а также насечки, образующей треугольные выступы. Прирост теплоотдачи при этом достигает 15%.

Интенсификация теплообмена при конденсации пара на наружных поверхностях труб. Горизонтальные трубы. Как показано в [21,23] применение дискретно-шероховатых поверхностей теплообмена весьма эффективно и при конденсации пара на наружных поверхностях труб. При этом достигается двойной эффект: не требуется дополнительное оребрение наружных поверхностей и одновременно происходит интенсификация на наружных и на внутренних поверхностях труб. Конкретно такими свойствами и характеристиками обладают трубы с различного рода накатками и волнистые трубы (рис. 7.27).

Применение подобного типа труб основано на использовании эффекта поверхностного натяжения пленки конденсата, образующейся на наружной поверхности трубы. Известно, что при конденсации пара на наружной поверхности трубы образуется пленка конденсата, чем больше толщина пленки и чем она равномернее, тем больше ее термическое сопротивление и тем меньше коэффициент теплопередачи. Поэтому, для того, чтобы интенсифицировать процессы теплообмена при пленочной конденсации, необходимо обеспечить срыв пленки с поверхности труб, уменьшение ее толщины и соответствующее стекание конденсата. Одним из достаточно легких технологических приемов, обеспечивающих такой режим конденсации, и является использование дискретно-шероховатых поверхностей теплообмена.

Применение накаток на трубах (см. рис. 7.7, 7.9, 7.12, 7.14) обеспечивает с той или иной степенью эффективности срыв пленки конденсата и ее стекание в канавки, при этом ее толщина на всей остальной поверхности трубы (при постоянных режимах) уменьшается.

Как показано в [23], наиболее эффективны для реализации такого

режима конденсации волнистые трубы (рис. 7.27), поскольку при стекании пленки конденсата срыв ее происходит в нижней части трубы. Переменное сечение таких труб в случае их горизонтального расположения приводит к более эффективному стеканию конденсата во впадины наружной поверхности.

Авторы [23] показывают, что эффекты интенсификации теплообмена достигают 1,8–2,65 раза, причем они не зависят от температурного напора и компоновки труб по рядам. Эффекты растут с увеличением глубины канавок, с уменьшением шага их расположения и радиуса закругления. Для практических расчетов рекомендуется [23] зависимость

$$\frac{\bar{\alpha}}{\bar{\alpha}_0} = 2,496 \left(1 - \frac{R}{D_n}\right) \left(1 - 0,379 \frac{S}{D_n}\right) \exp \left[3,65 \left(1 - \frac{d_n}{D_n}\right)\right],$$

где S , R , d_n , D_n – геометрические характеристики труб (см. рис. 7.27);

$$\bar{\alpha}_0 = 0,728 \sqrt{\lambda_{\text{ж}}^3 \rho_{\text{ж}}^2 g^2 / \mu_{\text{ж}} (t_n - t_w) D_n};$$

g – ускорение силы тяжести; $\lambda_{\text{ж}}$, $\rho_{\text{ж}}$, $\mu_{\text{ж}}$ – теплопроводность, плотность и динамическая вязкость при t_n ; t_w – температура стенки.

Формулы справедливы при $d_n/D_n = 0,89 \div 0,95$; $S/D_n = 0,283 \div 0,37$; $R/D_n = 0,5 \div 1$.

Авторы [23] подтвердили результаты на сетевых подогревателях.

Коэффициент теплоотдачи внутри труб увеличился в 2,55–2,7 раза, снаружи труб – до 2,5 раз. В [21] отмечено, что трубы с накаткой (см. рис. 7.9) при их использовании в конденсаторах улучшают теплообмен со стороны пара до 1,5 раз. Винтовая накатка (см. рис. 7.7) в конденсаторах показала увеличение коэффициентов теплоотдачи на 25% [23].

Вертикальные трубы. В.К. Мига́й в своей работе [22] указывает на целесообразность применения при конденсации пара специальных гидрофобных покрытий для труб, обеспечивающих перевод процесса конденсации с пленочного в капельный режим. Использование таких покрытий основано на том доказанном факте, что теплоотдача при капельной конденсации эффективнее чем при пленочной. Как показано в [21,22] подобные кремнийорганические покрытия дают прирост коэффициента теплоотдачи до 10%. Испытания покрытий были проведены на серийных конденсаторах.

Известен также другой прием использования эффекта поверхностного натяжения для интенсификации теплообмена в процессах конденсации. Как показано в [21], для реализации этого эффекта применяются мелкорребристые и волнистые трубы, а также трубы с накаткой. Все эти интенсифицированные поверхности теплообмена, как уже говорилось, относятся к дискретно-шероховатым поверхностям. Действие сил поверхностного натяжения приводит к увеличению давления в пленке на выступе шероховатости и к его уменьшению во впадине между элементами шероховатости.

Происходит перетекание от выступа ко впадине, толщина пленки на выступе уменьшается и, как следствие, возрастает коэффициент теплоотдачи. Эффективность теплообмена для вертикальных мелкорестристых труб может увеличиваться при этом в 10 раз, коэффициент теплоотдачи приближается к значениям, близким при капельной конденсации. Весьма эффективны волнистые трубы, результаты исследований которых приведены в [21,23], при этом исследовались трубы с синусоидальной и несинусоидальной поверхностями (рис. 7.27). Как показано в [23], эффекты интенсификации теплообмена на вертикальных волнистых трубах ниже, чем на горизонтальных, но в тоже время возрастают с увеличением числа Рейнольдса, глубины выступов и уменьшением их шага.

Авторами [23] для практических расчетов эффектов интенсификации теплообмена при использовании этих труб рекомендуется зависимость

$$\frac{\overline{Nu}}{\overline{Nu}_0} = \left[1 + \frac{5,9 \cdot 10^3}{\exp(1,4S/h)} \right] \cdot Re_{пл}^{0,127/\exp[\frac{4}{h}(\nu_{ж}^2/g)^{1/3}]},$$

где $Re_{пл} = G_{уд}/\mu_{ж}$; здесь $G_{уд}$ – удельный расход конденсата;

$$\begin{aligned} \overline{Nu}_0 &= \frac{\alpha}{\lambda_{ж}} \left(\frac{\nu_{ж}^2}{g} \right)^{1/3} = \\ &= 0,925 Re_{пл}^{1/3} [1 + 0,04 Re_{пл}^{0,2} + 2,23 \cdot 10^{-3} Re_{пл}^{0,8} Pr_{пл}^{0,6}] \times \\ &\times [(\lambda_w/\lambda_{ж})^3 (\mu_{ж}/\mu_w)]^{1/8}; \end{aligned}$$

здесь $Pr_{пл}$ – число Прандтля для конденсата; индекс "w" указывает на значение при температуре стенки; $\nu_{ж}$, $\mu_{ж}$ – кинематическая и динамическая вязкости конденсата.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Смешивающие подогреватели паровых турбин/ В.Ф.Ермолаев, В.А.Пермяков, Г.И.Ефимочкин, В.Л.Вербицкий. М.: Энергоиздат, 1982.
2. Стерман Л.С., Лавыгин В.М., Тишин С.Г. Тепловые и атомные электрические станции. М.: Энергоатомиздат, 1996.
3. Теплообменное оборудование паротурбинных установок: Отраслевой каталог. М.: НИИЭИНФОРМЭНЕРГОМАШ, 1984.
4. Кутепов А.М., Стерман Л.С., Стюшин Н.Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. М.: Высшая школа, 1983.
5. Рихтер Л.А., Елизаров Д.П., Лавыгин В.М. Вспомогательное оборудование тепловых электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1987.
6. Цветков Ф.Ф., Керимов Р.В., Величко В.И. Задачник по тепломассообмену. М.: Изд - во МЭИ, 1987.
7. Справочник по теплообменникам. В 2х-т.: Пер. с англ./ Под ред. Б.С.Петухова, В.К.Шикова. М.: Энергоатомиздат, 1987.
8. Пермяков В.А., Левин Е.С., Дивова Г.В. Теплообменники вязких жидкостей, применяемые на электростанциях. Л.: Энергоатомиздат, 1983.
9. РТМ 108.020.126-80. Методика расчета и проектирования охладителей масла для систем маслоснабжения турбоустановок. Л.: НПО ЦКТИ, 1982.
10. РТМ 108.030.115-77. Вспомогательное оборудование паросиловых установок. Л.: НПО ЦКТИ, 1979.
11. ОСТ 108.030.126-78. Подогреватели мазута типа ПМР Л.; НПО ЦКТИ, 1979.
12. Белосельский Б.С., Соляков В.К. Энергетическое топливо. М.: Энергия, 1980.
13. Белосельский Б.С. Топочные мазуты. М.: Энергия, 1978.
14. ГОСТ 10585-75. Топливо нефтяное. Мазут. М.: Изд-во стандартов, 1993.
15. Сжигание высокосернистого мазута на электростанциях/ Н.И. Верховский, Г.К. Красноселов, Е.В. Машилов и др. М.: Энергия, 1970.
16. Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М. Справочник по теплообменным аппаратам. М.: Машиностроение, 1989.
17. Основные процессы и аппараты химической технологии/ Под ред. Ю.И.Дытнерского. М.: Химия, 1991.
18. Петухов Б.С. Теплообмен в ядерных энергетических установках. М.: Энергоатомиздат, 1986.
19. Хаузен Хельмут. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе. М.: Энергоиздат, 1981.
20. Кузнецов Е.В., Шахнович И.Е. Кожухотрубные маслоохладители ГТУ и компрессорных машин. Сер. Энергетическое оборудование. М.: НИИИНФОРМАШТЯЖМАЖ, 1974, №3.
21. Мигай В.К. Моделирование теплообменного энергетического оборудования. Л.: Энергоатомиздат, Ленингр. отд-ние, 1987.
22. Мигай В.К. Повышение эффективности современных теплообменников. Л.: Энергия, Ленингр. отд-ние, 1980.
23. Калинин Э.К., Дрейцер Д.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1990.
24. Коваленко Л.М., Глушков А.Ф. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи. М.: Энергоатомиздат, 1986.
25. Андреев П.А., Гремилов Д.Д., Федорович Е.Д. Теплообменные аппараты ядерных энергетических установок. Л.: Судостроение, 1969.

26. Назмеев Ю.Г. Теплообмен при ламинарном течении жидкости в дискретно-шероховатых каналах. М.: Энергоатомиздат, 1998.
27. Назмеев Ю.Г. Гидродинамика и теплообмен закрученных потоков реологически сложных жидкостей. М.: Энергоатомиздат, 1996.
28. Берман С.С. Теплообменные аппараты и конденсационные устройства турбоустановок. М.: Машгиз, 1959.
29. Кутателадзе С.С. Теплоотдача при конденсации и кипении. М.: Машгиз, 1952.
30. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977.

Учебное издание

Назмеев Юрий Гаязович
Лавыгин Василий Михайлович

ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ТЭС

Редактор *Н.Н.Сошникова*
Художественный редактор *Б.Н.Тумин*
Технический редактор *Н.М.Брудная*
Компьютерная верстка *М.А.Гребенюк*

ЛР № 01056 от 07.07.97

Набор выполнен в издательстве. Подписано в печать с оригинал-макета 16.12.98.
Формат 70 × 100 1/16. Бумага офсетная № 1. Печать офсетная. Усл. печ. л. 23,22.
Уч.-изд. л. 21,5. Тираж 1000 экз. Заказ 756 т

Энергоатомиздат. 113114, Москва М-114, Шлюзовая наб., 10.
Отпечатано в типографии НИИ "Геодезия" г. Красноармейск
Московской обл.